

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra části a mechanismů strojů

Návrh třisměrové rozvodovky s ozubenými koly

Design of a Three-way Final Gear Drive Assembly

Student: Josef Habrňal

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2009



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Návrh třisměrové rozvodovky s ozubenými koly

Design of a Three-way Final Gear Drive Assembly

Student: Bc. Josef Habrnal
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 3909T001-40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Pracoviště: Katedra částí a mechanismů strojů – 347

Zásady pro zpracování:

1. Navrhnete konstrukční řešení třisměrové rozvodovky s ozubenými koly pro jmenovitý výkon 20 [kW] a jmenovité otáčky 910 [ot/min].
2. Výkon se dělí do tří směrů takto – 1.směr přímý, rovnoběžný se vstupní hřídelí 40 [%], 2. směr a 3.směr kolmé na vstupní hřídel po 30 [%]. Výstupní hřídele 2. a 3. směru jsou souosé.
3. Charakter zatížení všech výstupů je definován tříhladinovou funkcí – zatížení a trvání 1. hladiny odpovídá 5/3 jmenovitého krouticího momentu a 820 hodinám, zatížení a trvání 2.hladiny 5/4 jmenovitého krouticího momentu a 1850 hodinám a 3.hladiny jmenovitému krouticímu momentu a 11330 hodinám.
4. Převodový poměr v přímém směru je $u_{12} = 1,890$, v kolmých směrech $u_{13} = u_{14} = 1,444$. Tolerance převodových poměrů ± 5 [%].
5. Uvažujte svařovanou skříň, standardní čelní a kuželová soukolí. Korekce na vyrovnané skluzu.
6. Pevnostní kontrolu ozubených kol proveďte podle ČSN 01 4686.

Pokyny pro zpracování:

Rozsah práce: cca 60 stran textu mimo přílohy.


Výkres sestavy rozvodovky, dílenský výkres spodku svařované skříně a jednoho ozubeného kola.


Seznam doporučené literatury:

- BOLEK, A. KOCHMAN, J. A KOL.: *Části strojů, 1. svazek. Technický průvodce* 8. SNTL Praha, 1989.
- BOLEK, A. KOCHMAN, J. A KOL.: *Části strojů, 2. svazek. Technický průvodce* 8. SNTL Praha, 1990.
- MORAVEC, V.: *Konstrukce strojů a zařízení II, čelní ozubená kola*. Montanex a.s. Ostrava, 2001.
- KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Skripta 1 vyd. VŠB-TU Ostrava, 2007, ISBN 978-80-248-1290-8.
- KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Skripta 1.vyd. VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1860-3.
- ČSN 01 4686 *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Praha: Český normalizační institut, 1988.

Vedoucí diplomové práce:	doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.
Datum zadání diplomové práce:	21. listopadu 2008
Akademický rok:	2008/2009




.....
prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


.....
prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan

V Ostravě dne 21. listopadu 2008

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl(a) seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo,
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě dne

.....
Plné jméno studenta

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HABRNAL, J. Návrh třisměrové rozvodovky s ozubenými koly. Ostrava: katedra části a mechanismů strojů, fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009, 85 s., Diplomová práce, vedoucí doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem a konstrukčním řešením třisměrové rozvodovky s ozubenými koly - kuželové a čelní soukolí. Nejprve je uvedeno několik výrobců rozvodovek, pak návrh konstrukčního řešení rozvodovky, návrh soukolí, silový rozbor v rozvodovce, návrh hřídelů a ložisek. Na závěr je provedena pevnostní analýza svařované skříně.

Navržená rozvodovka je dokumentovaná v příloze diplomové práce v podobě sestavného výkresu, dílenského výkresu spodku skříně a výkresu ozubeného kola rozvodovky.

ANNOTATION DER DIPLOMARBEIT

HABRNAL, J. Entwurf einen drei gerichtet Achsgetriebe mit gezahnt Räder. Ostrava: Lehrstuhl der Teilen und Mechanismen der Maschinen, Fakultät für Maschinenbau VŠB – Technische Universität Ostrava. 2009, 85 s. Diplomarbeit, Leiter doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Die Diplomarbeit beschäftigt sich mit dem Entwurf und der Bauform einen drei gerichtet Achsgetriebe mit gezahnt Räder- Kegel und Stirnradgetriebe. Zuerst ist gebracht einige Erzeuger Achsgetriebe, dann Vorschlag die Konstruktionslösung Achsgetriebe, Vorschlag Getriebe, kraftschlüssig Analyse in Achsgetriebe, Vorschlag Wellen und Lagern. Abschließend ist vorgenommen festigkeitsmäßig Analyse zusammengeschweißt Kästen.

Das entworfene Achsgetriebe ist in der Anlage der Diplomarbeit dokumentiert, in der Form einer Zeichnung der Zusammenstellung, die Werkzeichnung dem Kastenbauch und die Stirnradzeichnung.

OBSAH

PŘEHLED POUOŽITÉHO ZNAČENÍ A JEDNOTEK	9
1 ÚVOD	14
2 CÍLE PRÁCE	15
3 PRŮZKUM TRHU	16
3.1 PFAFF-SILBERBLAU	16
3.2 OPIS ENGINEERING	17
3.3 UNIMEC S.p.A.	17
4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ROZVODOVKY	18
5 ZÁKLADNÍ PARAMETRY	21
5.1 ZADANÉ PARAMETRY	21
5.2 VOLENÉ A VYPOČÍтанÉ PARAMETRY	22
6 NÁVRH OZUBENÍ	26
6.1 NÁVRH A VÝPOČET SOUKOLÍ 1-2, 1-3	27
6.1.1 Návrhový výpočet	28
6.1.2 Návrh korekce... ..	28
6.1.3 Pevnostní výpočet	29
6.1.4 Výpočet a kontrola geometrie a záběrových vlastností soukolí	33
6.2 NÁVRH A VÝPOČET SOUKOLÍ 4-5	34
6.2.1 Návrhový výpočet	34
6.2.2 Návrh korekce	34
6.2.3 Pevnostní výpočet	35
6.2.4 Výpočet a kontrola geometrie a záběrových vlastností soukolí	39
7 SILOVÝ ROZBOR V ROZVODOVCE	41
8 NÁVRH HŘÍDELÍ	43
8.1 NÁVRH HŘÍDELE I	43
8.1.1 Návrh minimálního průměru hřídele a potřebných délek drážek pro pero..	43
8.1.2 Statická kontrola	44
8.1.3 Dynamická kontrola	53
8.2 NÁVRH HŘÍDELE II	55

8.2.1	<i>Návrh minimálního průměru hřídele a potřebných délek drážek pro pero..</i>	55
8.2.2	<i>Statická kontrola</i>	55
8.2.3	<i>Dynamická kontrola</i>	60
8.3	NÁVRH HŘÍDELE III	61
8.3.1	<i>Návrh minimálního průměru hřídele a potřebných délek drážek pro pero..</i>	61
8.3.2	<i>Statická kontrola</i>	62
8.3.3	<i>Dynamická kontrola</i>	67
8.4	NÁVRH HŘÍDELE IV	68
8.4.1	<i>Návrh minimálního průměru hřídele a potřebných délek drážek pro pero..</i>	68
8.4.2	<i>Statická kontrola</i>	68
8.4.3	<i>Dynamická kontrola</i>	73
9	VÝPOČET LOŽISEK	74
9.1	VOLBA A MAZÁNÍ POŽISEK	74
9.2	KONTROLA DYNAMICKÉ ÚNOSNOSTI LOŽŘISEK	75
10	PEVNOSTNÍ ANALÝZA SKŘÍNĚ	78
11	ZÁVĚR	81
12	POUŽITÉ ZDROJE	83
13	SEZNAM PŘÍLOH	85

PŘEHLED POUŽITÉHO ZNAČENÍ A JEDNOTEK

A	- Neuberova konstanta	$[\text{mm}^{-0,5}]$
a	- Roztečná osová vzdálenost	$[\text{mm}]$
$A \dots G$	- Příslušná ložiska	$[-]$
a_I	- Součinitel spolehlivosti	$[-]$
a_{SKF}	- Součinitel dle SKF	$[-]$
a_w	- Pracovní osová vzdálenost	$[\text{mm}]$
b	- Šířka ozubení, šířka pera	$[\text{mm}]$
B	- Šířka ložiska	$[\text{mm}]$
C	- Dynamická únosnost ložiska	$[\text{N}]$
C_0	- Statická únosnost ložiska	$[\text{N}]$
$D, d, d_{i \min}$	- Průměr hřídele	$[\text{mm}]$
d_a	- Hlavový průměr ozubení	$[\text{mm}]$
d_f	- Patní průměr ozubení	$[\text{mm}]$
d_i	- Roztečný průměr	$[\text{mm}]$
d_m	- Střední průměr ložiska	$[\text{mm}]$
d_{mi}	- Roztečný průměr ozubení	$[\text{mm}]$
d_{shi}	- Střední průměr hřídele	$[\text{mm}]$
d_{wi}	- Průměr válivé kružnice	$[\text{mm}]$
F_{ai}, F_{ami}	- Axiální síla v ozubení	$[\text{N}]$
F_{ri}, F_{rmi}	- Radiální síla v ozubení	$[\text{N}]$
$F_{tmF, (H)i}$	- Ekvivalentní obvodová síla pro výpočet zubů na ohyb (dotyk), pro dané kolo a danou hladinu zátěže	$[\text{N}]$
F_{ti}, F_{twi}	- Obvodová síla v ozubení	$[\text{N}]$
F_{tj}	- Obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici, odpovídající dané hladině zátěže	$[\text{N}]$
F_{tmj}	- Obvodová síla působící na roztečném kuželi ve středu šířky zubu pro danou hladinu zátěže	$[\text{N}]$
G	- Modul pružnosti ve smyku	$[\text{MPa}]$
i	- Převodový poměr, označení kola, označení hřídele (1...5),(I...IV)	$[-]$
$I \dots IV$	- Číslo daného hřídele	$[\text{mm}]$
j	- Označení hladiny zátěže (1...3)	$[-]$
$J_{p(i)}$	- Polární moment	$[\text{mm}^4]$

k	- Dynamická bezpečnost	[-]
K_A	- Součinitel vnějších dynamických zatížení	[-]
K_H	- Součinitel přidavných zatížení	[-]
K_{HA}	- Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	[-]
K_{Hv}	- Součinitel vnitřních dynamických zatížení	[-]
$K_{H\beta}$	- Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	[-]
k_σ	- Únavová bezpečnost v ohybu	[-]
k_{si}, k_{smin}	- Statická bezpečnost	[-]
k_τ	- Statická bezpečnost z krutu	[-]
k_{smin}	- Minimální statická bezpečnost z krutu	[-]
l	- Délka drážky pro pero, délka pera, délka čepů hřídele	[mm]
$L_{10h(m)i}$	- Trvanlivost lož. v hodinách (cyklech), na příslušné hladině při 90% pravděpodobnosti poruchy	[hod]
$L_{5h(m)i}$	- Trvanlivost lož. v hodinách (cyklech), na příslušné hladině při 95% pravděpodobnosti poruchy	[hod]
$L_{5h SKF}$	- Modifikovaná životnost lož. dle SKF	[hod]
$L_{I...IV}$	- Délka daného hřídele potřebná pro určení max. průhybu	[mm]
l_{min}	- Min. délka drážky pro pero, min. délka pera	[mm]
l_{wi}	- Vzdálenost os ložisek	[mm]
m_n	- Normálový modul	[mm]
$M_{oi}, M_{oi}, M_{ox}, M_{oy}, M_{o max}$	- Ohybový moment	[N.m]
m_t	- Čelní modul	[mm]
m_{tm}	- Čelní modul střední	[mm]
$N_{F,Hlim}$	- Limitní počet cyklů zvoleného materiálu - ohyb, dotyk	[cykly]
N_{ij}	- Počet cyklů daného kola v dané hladině	[cykly]
$n_{I...IV}$	- Otáčky daného hřídele	[ot.min ⁻¹]
N_j	- Počet cyklů kola na hranici hladiny	[cykly]
N_{Ki}	- Celkový počet cyklů daného kola	[cykly]
n_N	- Jmenovité otáčky	[ot.min ⁻¹]
π	- $\pi = 3,14$	[-]
P_i	- Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska pro danou hladinu zátěže	[N]

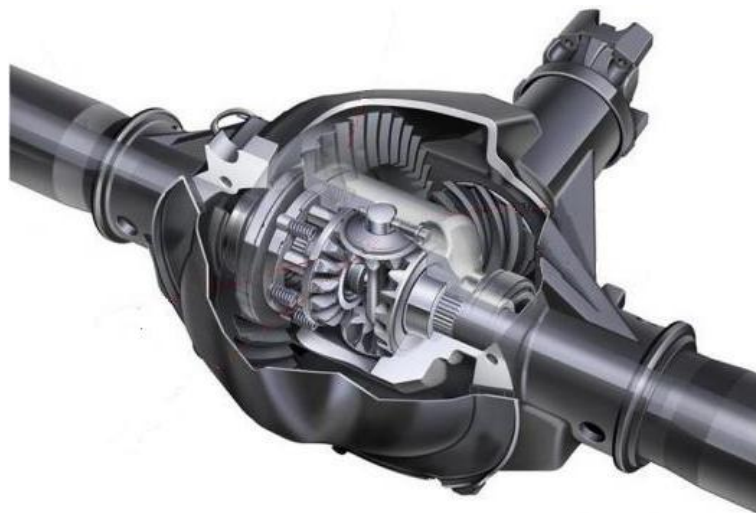
$P_{I...IV}$	- Výkon na daném hřídeli	[kW]
P_N	- Jmenovitý výkon	[kW]
P_u	- Mezní únavové zatížení ložiska podle katalogu SKF	[-]
$q_{F,H}$	- Exponent Wöhlerovy křivky (ohyb, dotyk)	[-]
ρ	- Poloměr vrubu	[mm]
$R_{A...G}$	- Výsledná reakce v podpoře	[N]
$R_{Ax...Gx}$	- Reakce pro rovinu x - z	[N]
R_{Axz}, R_{Bxz}	- Reakce v ose hřídele pro rovinu x – z	[N]
R_{Ayz}, R_{Gyz}	- Reakce pro rovinu y – z	[N]
$R_{Az...Gz}$	- Výsledná reakce v ose hřídele	[N]
R_e	- Mez kluzu	[MPa]
R_m	- Mez pevnosti	[MPa]
$s_{F,Hi}$	- Souč. bezpečnosti proti vzniku únavového lomu - ohyb, dotyk	[-]
s_i	- Vzdálenost od osy kola do osy ložiska	[mm]
t	- Hloubka drážky pro pero v hřídeli	[mm]
t_i	- Doba trvání v dané hladině zátěže	[hod]
T	- Předpokládaná teplota oleje	[°C]
$T_{I...IV}$	- Kroutící moment na daném hřídeli v první hladině zátěže	[N.m]
$T_{II,4}$	- Kroutící moment na kuželovém a čelním pastorku	[N.m]
u_{ii}	- Převodový poměr daného soukolí	[-]
U_i	- Dílčí úseky při působení dynamického zatížení	[-]
W_o, W_K	- Průřezový modul v ohybu, krutu	[mm ³]
X_b, Y_b, e_b, f_o	- Výpočtové součinitele pro výpočet životnosti ložisek	[-]
$y_{I...5}$	- Průhyb hřídele v ose daného kola	[mm]
$y_{A...G}$	- Průhyb hřídele vzdálený 1 [mm] od podpory	[mm]
Y_{Ai}	- Součinitel střídavého zatížení zubu	[-]
y_{Dmax}	- Maximální dovolený průhyb hřídele	[mm]
y_{Dov}	- Dovolенý průhyb hřídele v ose kola	[mm]
Y_{ε}	- Součinitel vlivu záběru profilu	[-]
Y_{Fa}	- Součinitel tvaru zubu při působení síly na hlavě zubu	[-]
y_{ii}	- Průhyb hřídele vzdálený 1 [mm] od osy kola	[mm]
$y_{max i}$	- Maximální průhyb hřídele	[mm]
Y_{NT}	- Konstanta Wöhlerovy křivky pro dotyk	[-]

Y_{Sa}	- Součinitel koncentrace napětí	[-]
Y_{Sarel}	- Součinitel přídatného vrubu	[-]
Y_{β}	- Součinitel sklonu zubů	[-]
z_{β}	- Součinitel vlivu sklonu zubů	[-]
$z_{B,D}$	- Součinitel jedno(dvou) párového záběru	[-]
z_E	- Součinitel mechanických vlastností materiálů	[-]
z_{ε}	- Souč. součtové délky dotyk. Křivek boků zubů	[-]
z_H	- Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	[-]
z_i	- Počet zubů daného kola	[-]
z_L	- Součinitel maziva	[-]
z_R	- Součinitel drsnosti	[-]
z_V	- Součinitel obvodové rychlosti	[-]
z_{vi}	- Virtuální počet zubů daného kola	[-]
α	- Úhel záběru	[°]
$\alpha_K, \alpha_{\sigma\sigma}$	- Tvarový součinitel pro krut, pro ohyb	[-]
β	- Úhel sklonu boku zubů	[°]
β_N	- Vrubový součinitel dle Neubergera	[-]
χ	- Viskózní poměr	[-]
ϕ_D	- Dovolovaný zkrut hřídele	[°]
$\phi_{I...IV}$	- Zkrut daného hřídele	[°]
$\gamma_{A...G,I...5}$	- Úhel naklopení lož. kroužků, ozubených kol	[°]
η_{broz}	- Účinnost brožení kola v oleji	[-]
η_C	- Celková účinnost rozvodovky, souč. znečištění	[-]
η_{loz}	- Účinnost ložisek	[-]
$\eta_{oz C}$	- Účinnost ozubení – čelního soukolí	[-]
$\eta_{oz K}$	- Účinnost ozubení – kuželového soukolí	[-]
η_p	- Součinitel jakosti povrchu součástí	[-]
$\varphi_{H,Fij}$	- Směrodatná relativní četnost výskytu pro výpočet na dotyk, ohyb daného kola v dané hladině	[-]
ν	- Viskozita použitého oleje při teplotě 40 °C	[mm ² .s ⁻¹]

ν_l	- Viskozita použitého oleje	[mm ² .s ⁻¹]
$\tau_{l,II}$	- Volené smykové napětí pro návrh hřídelů	[MPa]
τ_K	- Smykové napětí	[MPa]
τ_{Kt}	- Mez únavy v krutu	[MPa]
δ_i	- Úhel površky roztečného kužele	[°]
ε_v	- Součinitel velikosti součásti	[-]
ρ	- Poloměr vrubu	[mm]
σ_{oo}	- Mez únavy vzorku bez vrubu	[-]
σ_o^*	- Mez únavy vzorku s vrubem	[-]
σ_D	- Dovolené napětí pro ohyb	[MPa]
$\sigma_{H,F}$	- Napětí v ohybu, dotyku	[MPa]
$\sigma_{Fmax(i)}$	- Maximální napětí v ozubení pro ohyb	[MPa]
$\sigma_{FW(i)}$	- Mezní hodnota pro ohyb	[MPa]
$\sigma_{Hmax(i)}$	- Maximální napětí v ozubení pro dotyk	[MPa]
$\sigma_{HW(i)}$	- Mezní hodnota pro dotyk	[MPa]
σ_o	- Napětí v ohybu	[MPa]
σ_r	- Redukované napětí dle hypotézy HMM	[MPa]

1 ÚVOD

Návrh rozvodovky s ozubenými koly, která má za úkol rozvést výkon ze vstupního hřídele na několik výstupních hřídelů. Přenést a zvětšit krouticí moment a současně snížit otáčky na výstupních hřídelích rozvodovky. Bývají realizována většinou pomocí čelních a kuželových ozubených kol, nebo řetězovými koly a řetězem, ozubeným řemenem a řemenicemi, nebo jiným převodem. Rozdělení může být podle počtu výstupních hřídelí, vzájemné polohy mezi vstupním a výstupním hřídelem. Rozvodovky se používají v automobilovém průmyslu rozvádí výkon na přední a zadní nápravu, nejčastěji jako mezinápravové rozvodovky spojené s diferenciálem, který má za úkol vyrovnat rozdílné otáčky levého a pravého kola při průjezdu zatáčkou obr. 3.1, u zemědělských strojů (traktory), u nákladních automobilů a tam, kde je potřeba rozvést výkon z jednoho na více míst např. u obráběcích strojů, zdvižné mechanismy.



Obr. 1.1 Mezinápravová rozvodovka s diferenciálem

Při výpočtu je vycházeno z jmenovitých vstupních hodnot a ze zadaného charakteristického souboru zatížení pro výstupní hřídele. Hřídele budou kontrolovány staticky a dynamicky na trvalou pevnost a ozubení dle ČSN 01 4686. Ložiska na požadovanou životnost. Ostatní části přenášející krouticí moment budou dimenzovány na maximální zatížení, popř. na dovolené odtlačení.

2 CÍLE PRÁCE

V rámci splnění zadání diplomové práce byly vymezeny tyto dílčí cíle:

- provést průzkum trhu
- návrh kuželového a čelního ozubení podle ČSN 01 4686, zatížených tříhladinovou funkcí
- vyšetření silových poměrů v ozubených převodech
- návrh minimálního průměru hřídele, určit minimální délky drážek pro pero, provést statickou a dynamickou kontrolu hřídelů
- návrh ložisek na požadovanou životnost
- návrh a výpočet ostatních částí rozvodovky
- vypracování výkresové dokumentace – sestavný výkres rozvodovky, dílenský výkres spodní části rozvodové skříně a jednoho ozubeného kola

3 PRŮZKUM TRHU

Nyní uvedu výběr některých výrobců rozvodovek.

3.1 PFAFF-SILBERBLAU

Tento německý výrobce vyrábí především rozvodovky pro zdvižná zařízení s pohybovým šroubem. Řešení těchto rozvodovek je provedeno pomocí kuželových kol s evolventním ozubením Oerlikon. Skříně jsou odlévány. Jsou vyráběny v typech K obr. 3.1 a), KV obr. 3.1 b) a KA obr. 3.1 c). Příklad použití je na ob. 3.1 d).



a)



b)



c)

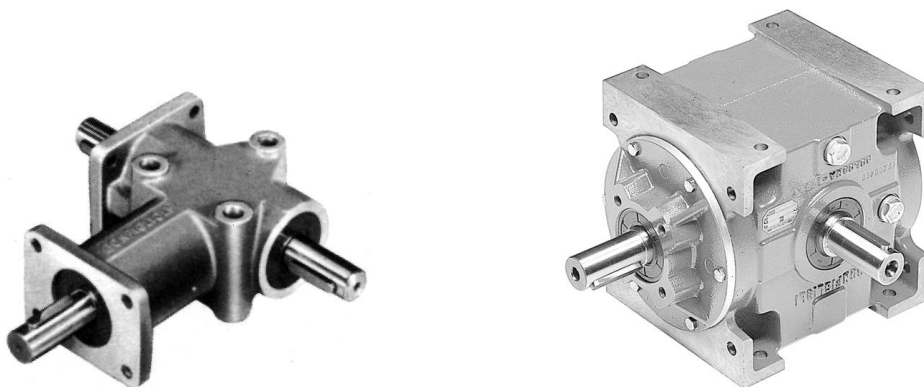


d)

Obr. 3.1 Rozvodovky firmy Pfaff-silberblau

3.2 OPIS ENGINEERING

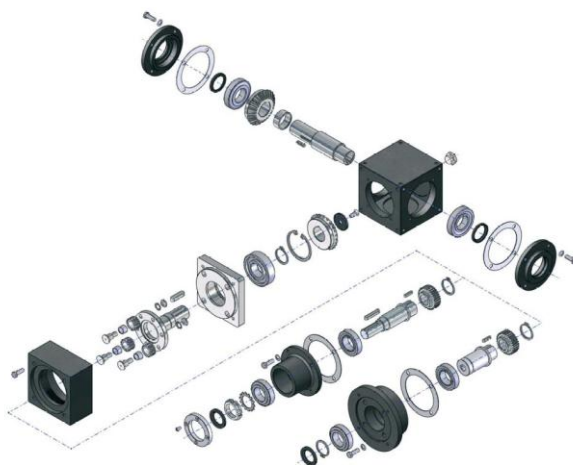
Patří mezi naše velké prodejce převodovek a rozvodovek. Nabízené rozvodovky používají kuželová soukolí, skříně jsou odlévány. Přenáší velmi vysoké výkony. Hlavní druhy s typovým označením RAN jsou na obr. 3.2. Rozvodovky RAN jsou navrženy za účelem přenosu rotace v pravém úhlu, s jednostrannou nebo dvoustrannou výstupní hřídelí.



Obr. 3.2 Rozvodovky firmy OPIS Engineering

3.3 UNIMEC S.p.A.

Je italská firma zabývající se zvedací technikou s pohybovými šrouby a rozvodovými systémy. Rozvodovky jsou konstruovány s kuželovými ozubenými koly. Soukolí mají evolventní boky zubů se zakřivením Gleason. Detailní provedení rozvodovky typu MRE je na obr. 3.3.



Obr. 3.3 Provedení rozvodovky typu MRE

4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ROZVODOVKY

Třísměrová rozvodovka je konstruovaná pomocí kuželových kol s přímými zuby a čelních kol se šikmými zuby jak je vidět na obr. 4.2.

Schéma (uspořádání) včetně označení jednotlivých částí rozvodovky je znázorněno na obr. 4.1.

Výkon vstupuje do rozvodovky od motoru přes vstupní hřídel I, ke kolu 1, kde se odebere část výkonu a rozdělí na dva výstupní sousedé hřídele III, IV, kolmé k vstupnímu hřídeli, na kterých jsou uložena kola 2,3. Zbytek výkonu se prostřednictvím čelního kola 4 dostane na kolo 5, které je uloženo na výstupním hřídeli II (rovnoběžný se vstupním hřídelem). Všechny čtyři hřídele jsou v jedné rovině, uloženy v kuličkových ložiskách. Ty jsou uloženy v dělené svařované skříni, která je mazaná rozstříkem oleje ozubenými koly. Skříň má oddělitelné horní víko, odvodušňovací ventil, šroub pro určení potřebné výšky hladiny oleje a vypouštěcí šroub.

Ve vnitřní části rozvodovky je příčná stěna, ve které je uloženo ložisko C a zároveň brání proti víření oleje.

Hřídel I je uložen v kuličkových ložiskách A, B (6010* N, 6010*). Ložisko A je zajištěno proti axiálnímu posunutí pomocí vnějšího pojistného kroužku na ložisku a víkem ložiska ve skříni a na hřídeli pomocí pojistného kroužku. Ložisko B je na hřídeli axiálně zajištěno pojistným kroužkem a ve skříni není axiálně jištěno. Vstupní čep hřídele má průměr 45 [mm]. Vstupní krouticí moment se na hřídel přenáší pomocí pera 12e7x8x45. Dále se na hřídeli nachází kolo I které přenáší krouticí moment pomocí pera 12e7x8x32. Kolo 4 je vyrobeno přímo na hřídeli. Hřídel je na jednom konci utěsněn neprůchozím víkem a na druhé straně průchozím víkem s hřídelovým těsnícím kroužkem G 48 – 70 – 8. Obě víka jsou přišroubována čtyřmi šrouby M6 ke skříni.

Hřídel II je uložen v ložiskách C, D (6009*, 6010* N). Axiální zajištění obou ložisek na hřídeli je provedeno pomocí KM matice s MB podložkou (KM 8, MB 8) a pomocí pojistného kroužku. Axiální jištění ve skříni je provedeno pomocí vnějšího pojistného kroužku na ložisku D a víka ložiska. Výstupní konec hřídele je těsněn hřídelovým těsnícím kroužkem G 48 – 70 – 8, který je uložen v průchozím víku. To je spolu s víkem ložiska upevněno ke skříni pomocí šroubů M6.

Hřídel III je uložen v ložiskách E,F (6008*, 6008*). Ložiska jsou na hřídeli axiálně jištěná pomocí pojistného kroužku a KM maticí s MB podložkou (KM 7, MB7). Ložiska jsou uložena v ložiskovém tělese které lze axiálně ve skříni posouvat. Tím lze provést nastavení správného

záběru kuželového soukolí. Hřídel je na výstupu utěsněn hřídelovým těsnicím kroužkem G 38 – 55 – 7. Těsnění je uloženo v průchozím víku, které je ke skříni připevněno čtyřmi šrouby M6.

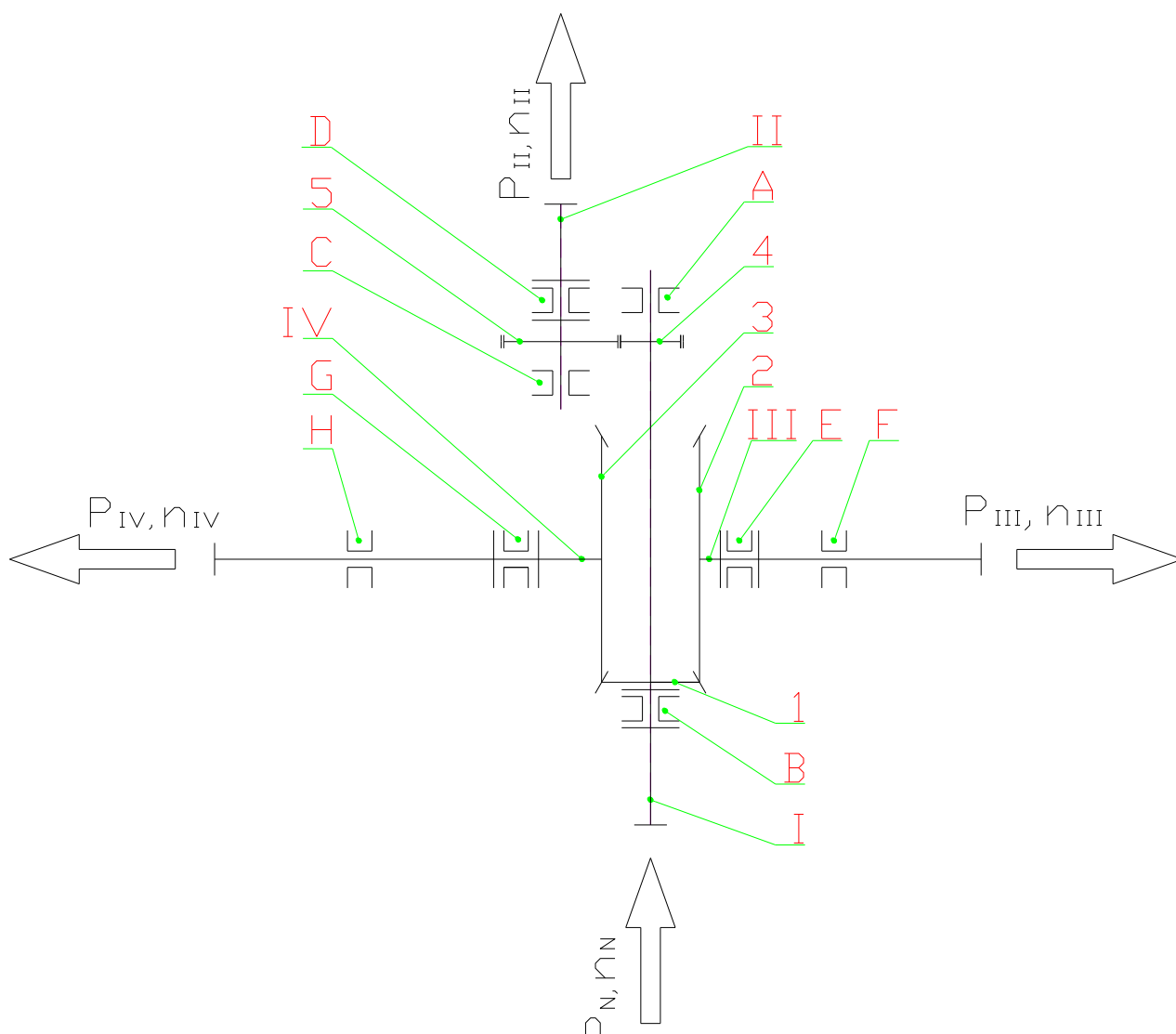
Hřídel IV je uložen a těsněn stejně jako hřídel III.

V dělicí rovině jsou dva kuželové kolíky.

Skříň je v dělicí rovině sešroubovaná šrouby M8 s pružnou podložkou a maticí.

Skříň bude k rámu přišroubovaná osmi šrouby M 12.

Detailní provedení a popis jednotlivých částí rozvodovky, je proveden v příloze, jako sestavný výkres.

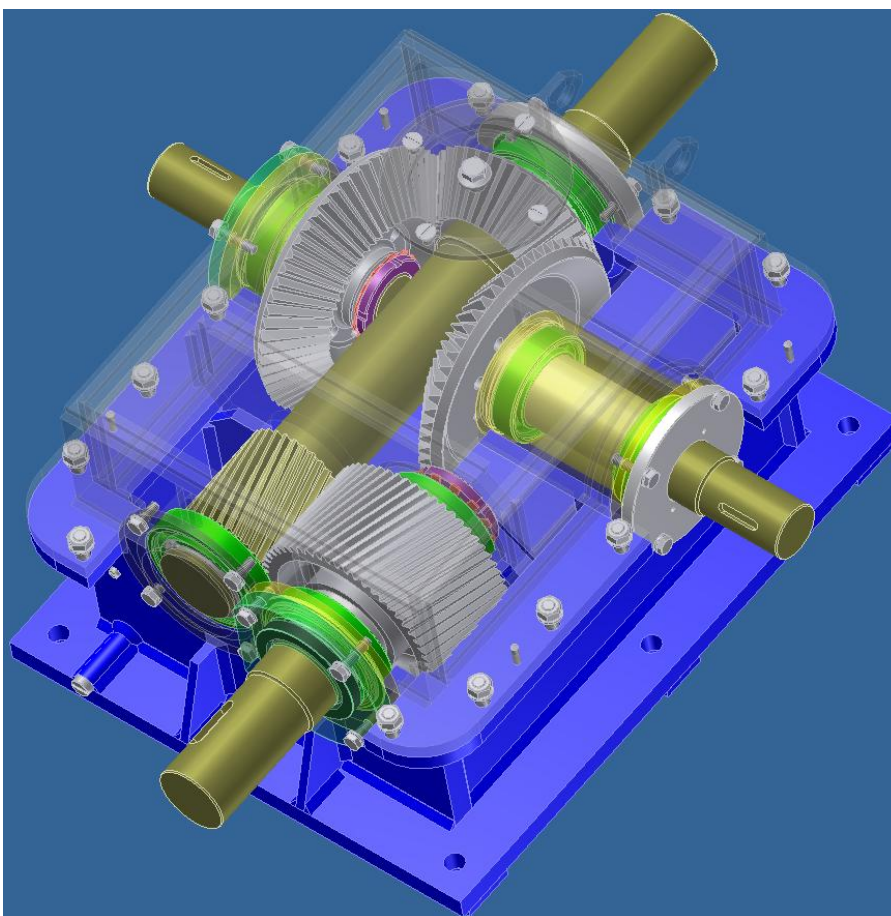
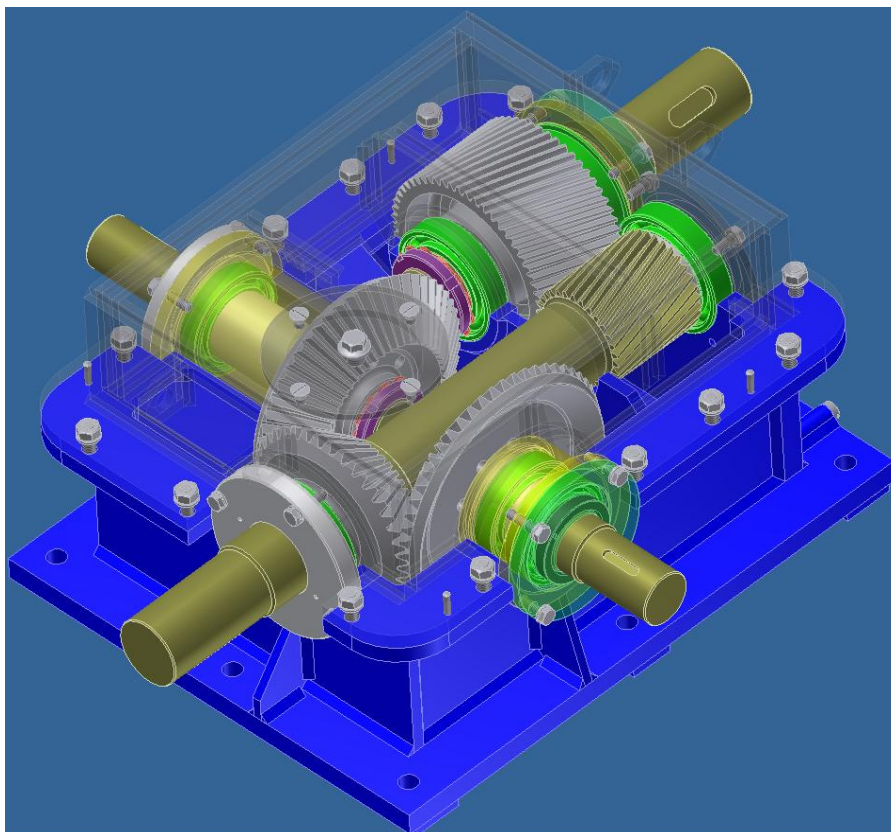


Obr. 4.1 Schéma rozvodovky s označením ložisek, ozubených kol, hřídelí, vstupního a výstupních výkonů

A...B – Ložiska

1...5 – Ozubená kola

I...IV – Hřídele



Obr. 4.2 Model třisměrové rozvodovky s ozubenými koly

5 ZÁKLADNÍ PARAMETRY

Tyto parametry vyplývají ze zadání a z konstrukčního řešení rozvodovky.

5.1 ZADANÉ PARAMETRY

$$P_N = 20 \text{ [kW]}$$

$$n_N = 910 \text{ [ot.min}^{-1}\text{]}$$

$$u_{12} = 1,890 \text{ [-]}$$

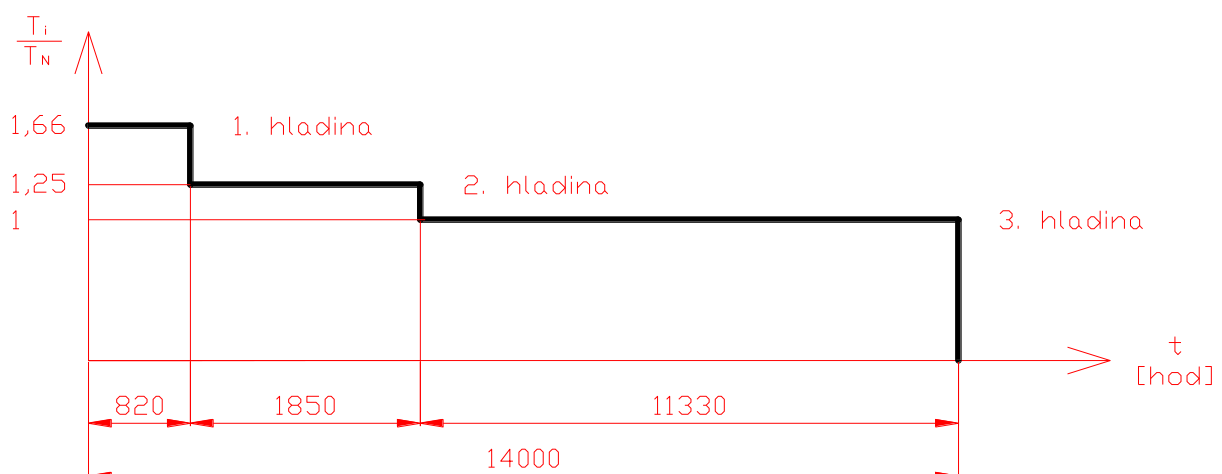
$$u_{13,4} = 1,444 \text{ [-]}$$

$$\Delta u = 5 \text{ [%]}$$

Charakter zatížení všech výstupů je dán tříhladinovou funkcí o celkové době trvání 14 000 [hod]. Každá hladina odpovídá určitému poměru jmenovitého výkonu a době trvání, jak je uvedeno v tab. 1. Schéma spektra je na obr. 5.1.

Tab. 1 Charakter zatížení výstupních hřídelů

Hladina	Poměr k T_i [-]	Doba trvání [hod]
1. hladina	1,67	820
2. hladina	1,25	1850
3. hladina	1,00	11330



Obr. 5.1 Charakteristický soubor zatížení

5.2 VOLENÉ A VÝPOČÍтанÉ PARAMETRY

Dle [2] jsou stanoveny hodnoty účinnosti jednotlivých částí rozvodovky (tab. 2). Kde celková účinnost rozvodovky je:

$$\eta_c = \eta_{loz}^4 \cdot \eta_{oz\ K}^2 \cdot \eta_{oz\ C} \cdot \eta_{brod}^3 = 0,995^4 \cdot 0,985^2 \cdot 0,995 \cdot 0,985^3 = 0,9088 \quad [-] \quad (5.1)$$

Volím počty zubů na kolech:

$$z_1 = 38, \quad z_{2,3} = 55, \quad z_4 = 30, \quad z_5 = 57$$

Tab. 2 Volené účinnosti jednotlivých prvků rozvodovky

Účinnost		[-]
Brodění jednoho soukolí	η_{brod}	0,985
Čel. soukolí	$\eta_{oz\ C}$	0,995
Kužel. soukolí	$\eta_{oz\ K}$	0,985
Ložisek na jedné hřídeli	η_{loz}	0,995
Celková	η_C	0,9088

Skutečný převodový poměr a odchylka od zadaného převodu:

- v kolmém směru

$$u_{s13} = u_{s14} = \frac{z_{2,3}}{z_1} = \frac{55}{38} = 1,447 \quad [-] \quad (5.2)$$

- odchylka

$$\Delta u_{13,4} = \frac{u_{s13,4} - u_{13,4}}{u_{13,4}} \cdot 100 = \frac{1,447 - 1,444}{1,444} \cdot 100 = 0,207 \quad [\%] \quad (5.3)$$

- v rovnoběžném směru

$$u_{s12} = \frac{z_5}{z_4} = \frac{57}{30} = 1,900 \quad [-] \quad (5.4)$$

- odchylka 0,52 [%].

$$\Delta u_{12} = \frac{u_{s12} - u_{12}}{u_{12}} \cdot 100 = \frac{1,900 - 1,890}{1,890} \cdot 100 = 0,529 \quad [\%] \quad (5.5)$$

$\Delta u_{12}, \Delta u_{13,4} < \Delta u$... tolerance převodů jsou splněny.

Podle konstrukčního řešení rozvodovky a účinnosti na jejich částech, jsou určeny jmenovité hodnoty výkonů, otáček a kroutících momentů na hřídelích, tab. 3. Hodnoty jsou spočteny dle vztahů 5.6, 5.7, 5.8. Následně byl určen charakter zátěže pro hřídele. Přepoččet vychází z tab. 1 a 3. Výsledky jsou v tab. 4.

Výkon na jednotlivých hřídelích:

$$P_I = P_N = 20 \text{ [kW]}$$

$$P_{II} = 0,4 \cdot P_I \cdot \eta_{loz} \cdot \eta_{oz\ C} \cdot \eta_{broz} = 0,4 \cdot 19,9 \cdot 0,995 \cdot 0,995 \cdot 0,985 = 7,7624 \text{ [kW]} \quad (5.6)$$

$$P_{III,IV} = 0,3 \cdot P_I \cdot \eta_{loz} \cdot \eta_{oz\ K} \cdot \eta_{broz} = 0,3 \cdot 19,9 \cdot 0,995 \cdot 0,985 \cdot 0,985 = 5,7633 \text{ [kW]}$$

Otáčky na jednotlivých hřídelích:

$$n_I = n_N = 910 \text{ [ot.min}^{-1}\text{]}$$

$$n_{II} = \frac{n_N}{u_{s12}} = \frac{910}{1,9} = 478,9 \text{ [ot.min}^{-1}\text{]} \quad (5.7)$$

$$n_{III,IV} = \frac{n_N}{u_{s13,4}} = \frac{910}{1,447} = 628,9 \text{ [ot.min}^{-1}\text{]}$$

Momenty na jednotlivých hřídelích:

$$T_I = \frac{60 \cdot 1000 \cdot P_I}{2 \cdot \pi \cdot n_I} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 20}{2 \cdot \pi \cdot 910} = 208,8 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$T_{II} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot P_{II}}{2 \cdot \pi \cdot n_{II}} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 7,7624}{2 \cdot \pi \cdot 478,9} = 154,8 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (5.8)$$

$$T_{III,IV} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot P_{III,IV}}{2 \cdot \pi \cdot n_{III,IV}} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 5,7633}{2 \cdot \pi \cdot 628,9} = 87,5 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Moment se na vstupním hřídeli dělí na kolo 1 a 4 dle následujících vztahů podle tab. 4 a 1. hladiny:

$$T_{I1} = 0,6 \cdot T_I = 0,6 \cdot 208,8 = 125,3 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$T_{I4} = 0,4 \cdot T_I = 0,4 \cdot 208,8 = 83,5 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (5.9)$$

Tab. 3 Momenty a výkony na hřídelích po zavedení účinnosti a skutečného převodu

Hřídel	P_i [kW]	n_i [ot.min ⁻¹]	T_i [N.m]
I	20	910	208,8
II	7,7624	478,9	154,8
III,IV	5,7633	628,9	87,5

Tab. 4 Charakter zatížení pro jednotlivé hřídele

Hladina	T_i [N.m]			Doba trvání t_i [hod]
	I	II	III,IV	
1. hladina	346,6	256,9	145,3	820
2. hladina	261,0	193,5	109,4	1850
3. hladina	208,8	154,8	87,5	11330

Pro další výpočty je potřeba určit počet zátěžných cyklů kola v dané hladině. Hodnoty jsou spočteny podle vztahu 5.10 a výsledné hodnoty jsou v tab. 5. Pro tvorbu charakteristického spektra zátěže při návrhu ozubení je potřeba určit počet cyklů kola na hranicích hladin podle 5.12. Výsledky jsou v tab. 6. Pro kolo 1 je dvojnásobný počet cyklů, protože pastorek je v záběru se dvěma koly a zub se dostane za otáčku dvakrát do záběru (5.13), výsledky v tab. 6.

Určení počtů zátěžných cyklů kola v dané hladině

$$N_{ij} = 60 \cdot t_i \cdot n_i \quad [\text{cykly}] \quad (5.10)$$

- pro kolo 1 a třetí hladinu bude platit:

$$N_{13} = 60 \cdot t_3 \cdot n_I = 60 \cdot 11330 \cdot 910 = 618618000 \quad [\text{cykly}] \quad (5.11)$$

Určení počtů zátěžných cyklů kola pro tvorbu CHSZ

$$N_j = 60 \cdot n_i \cdot \sum_{i=1}^j t_i \quad (5.12)$$

- pro kolo 1 a třetí hladinu platí:

$$N_3 = 2 \cdot 60 \cdot n_I \cdot (t_1 + t_2 + t_3) = 2 \cdot 60 \cdot 910 \cdot (820 + 1850 + 11330) = 152800000 \quad [\text{cykly}] \quad (5.13)$$

- pro kolo 2 a třetí hladinu bude platit:

$$N_2 = 60 \cdot n_{III} \cdot (t_1 + t_2) = 60 \cdot 628,9 \cdot (820 + 1850) = 100749780 \quad [\text{cykly}] \quad (5.14)$$

Tab. 5 Počet cyklů kol v dané hladině

Počet cyklů kola v dané hladině	Kolo			
	1	2,3	4	5
N_{i1}	44772000	30941257	44772000	23564211
N_{i2}	101010000	69806496	101010000	53163158
N_{i3}	618618000	427517622	618618000	325588421

Tab. 6 Počet cyklů pro tvorbu CHSZ

Hladina	Počet cyklů kola pro tvorbu CHSZ			
	1	2,3	4	5
1. hladina	89544000	30941258	44772000	23564211
2. hladina	291564000	100749780	145782000	76727368
3. hladina	1528800000	528265377	764400000	402315789

6 NÁVRH OZUBENÍ

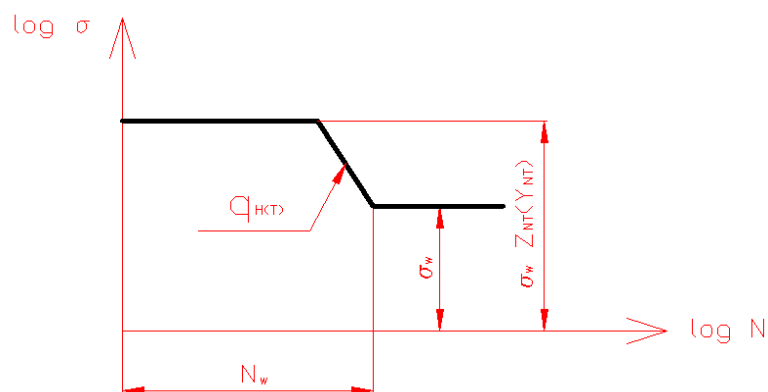
Návrh a pevnostní kontrola ozubených kol je provedena podle ČSN 01 4686 [15], přičemž se využívá katedrální software Modul [1], Geometrie [2] a ČSNw [3].

Návrh soukolí vychází z návrhového výpočtu modulu a šířky ozubení programem [1], pro které je potřeba zvolit materiál, počty zubů na daném kole, velikosti přenášeného krouticího momentu, schéma převodu.

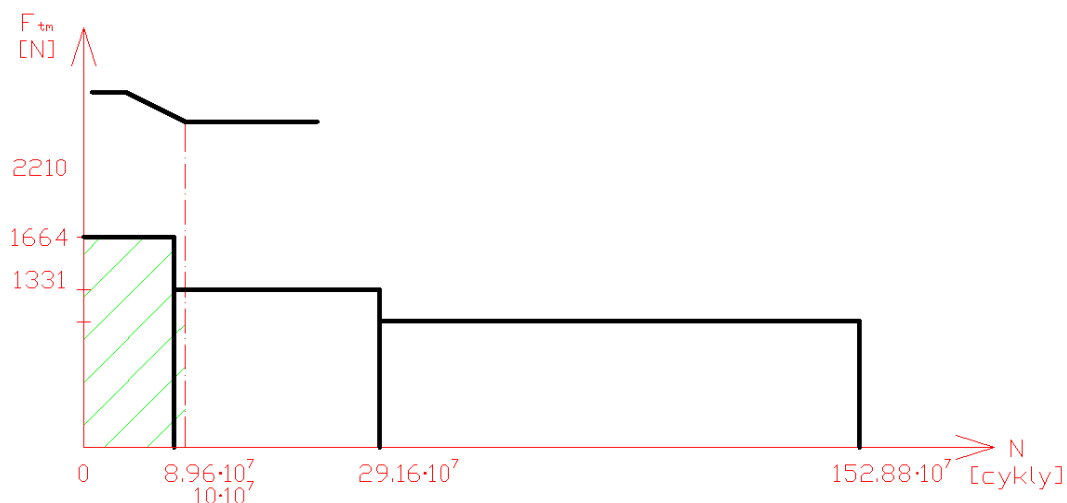
Díky tomu lze pokračovat pevnostním výpočtem ozubení pomocí programu [3], kde je potřeba určit ekvivalentní zatížení pomocí hypotézy lineární kumulace poškození za předpokladu, že počet cyklů vyšší než bazový počet cyklů N_w Wöhlerovy křivky (obr. 6.1) zvoleného materiálu (pro ohyb i dotyk), se nebere v úvahu. Potřebné hodnoty pro určení Wöhlerovy křivky jsou určeny dle normy ČSN 01 4686 - část 5. Počet cyklů kola v dané hladině je uveden v tab. 5. Při výpočtu ekvivalentního zatížení se CHSZ převede na náhradní (obr. 6.2, 6.3 šrafovaně, příloha CD – spektrum zátěže) a je nutno jej určit pro ohyb a dotyk zvlášť, protože meze limitních počtů cyklů jsou různá $N_{F\lim} \neq N_{H\lim}$. To rovněž platí i pro exponenty Wöhlerových křivek q_H a q_F .

Nakonec se provede výpočtem geometrie soukolí programem [2].

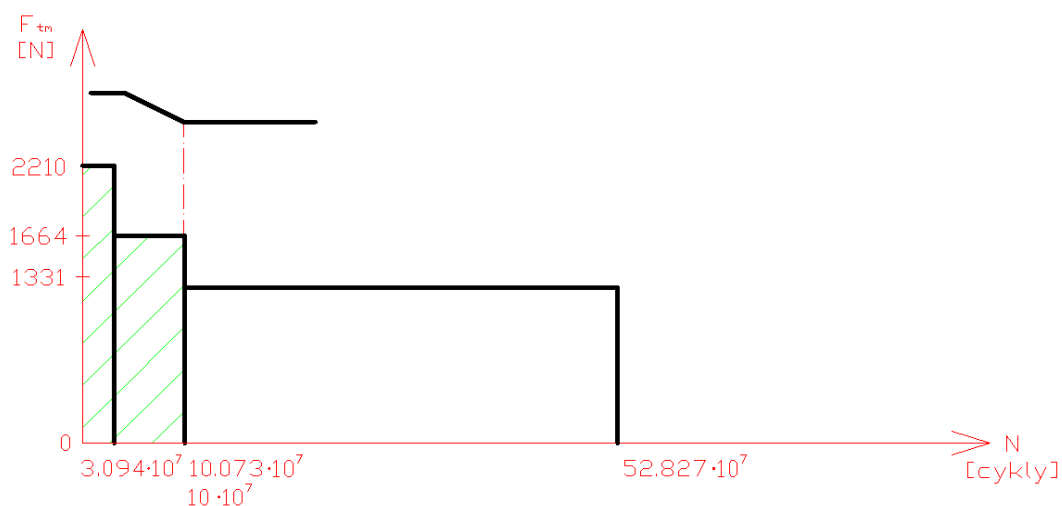
Výsledné hodnoty bezpečností jsou shrnuty v tab. 8.



Obr. 6.1 Schéma konstrukce Wöhlerovy křivky ozubených kol



Obr. 6.2 Charakteristický a náhradní (šrafovaně) soubor zatížení pro
dotyk – soukolí 1-2, 1-3, – pastorek



Obr. 6.3 Charakteristický a náhradní (šrafovaně) soubor zatížení
pro dotyk – soukolí 1-2, 1-3 - kolo

6.1 NÁVRH A VÝPOČET SOUKOLÍ 1-2, 1-3

Zvolil jsem kuželové soukolí s přímými zuby, které je navrženo dle normy ČSN 01 4686. Materiál obou kol volím 12 020. Počet zátěžných cyklů u pastorku má dvojnásobnou hodnotu oproti normálnímu soukolí. Je to dáno tím, že zub pastorku je za jednu otáčku dvakrát v záběru. Jelikož jsou vstupní parametry pro obě soukolí stejné (1-2, 1-3), provedu pouze kontrolu soukolí 1-2.

6.1.1 Návrhový výpočet

Je proveden programem [1], kde z krouticího momentu a zvoleného materiálu kol, jsem zvolil normalizovaný čelní modul vnější $m_t = 3$ [mm] a šířku kol $b = 35$ [mm], viz. obr. 6.4.

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4

Typ ozubení: ☒ Čelní ☐ Na vnějším průměru ☐ Na středním průměru

z₁: 38
z₂: 55
β_m: 0 [°]
T₁: 103.95 [N.m]
ψ_m: 15
Schéma: 3
K_{Hβ}: 1.118
K_A: 1.5
σ_{Fmb}: 500 [MPa]
σ_{Hlim}: 1210 [MPa]
σ_{HV}: 650

OHYB

$$m_{zm} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_{m1}}{\psi_{zm} \cdot z_{v1} \cdot \sigma_{FP}}}$$

$$\psi_{dm1} = \frac{\psi_m \cdot \cos \delta_1}{z_1 \cdot 1 - 0.5 \cdot \psi_L}$$

$$m_{zm} = \frac{d_{vm1}}{z_{v1}}$$

$$m_n = \frac{m_{zm}}{1 - 0.5 \cdot \psi_L}$$

DOTYK

$$d_{vm1} = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_{m1}}{\psi_{dm1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}}$$

$$\psi_{dm1} = \frac{\psi_m \cdot \cos \delta_1}{z_1 \cdot 1 - 0.5 \cdot \psi_L}$$

$$m_{zm} = \frac{d_{vm1}}{z_{v1}}$$

$$m_n = \frac{m_{zm}}{1 - 0.5 \cdot \psi_L}$$

m_n = 2.146 [mm]
b = 32.2 [mm]

m_{n ohyb} = 2.146 [mm]
m_{n dotyk} = 1.994 [mm]

<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>

Obr. 6.4 Návrhový výpočet ozubení

6.1.2 Návrh korekce

Návrh je proveden pomocí programu „GEOMETIE“ a zaměřuje se na návrh soukolí s vyrovnanými měrnými skluzy na hlavách a patách. Tím dochází k menšímu opotřebení pastorků obou kol. Vyrovnaných skluzů je dosaženo díky vhodnému návrhu korekce ozubených kol, jak je vidět na obr. 6.5. Geometrie soukolí je v tab. 7.

Geometrický výpočet ozubení - I: Pepa nemažluby navrh1-2.dat

Zadání: ☐ Vnější ☐ Vnitřní ☒ Kuželové

Povinný vstup:

Čelní modul vnější m_t : 3.0000 [mm]
Počet zubů pastorku z_1 : 38.0
Počet zubů kola z_2 : 55.0
Sklon zubů střední β_m : 0.0000 [°]
Společná šířka zubů b : 35.00 [mm]

Výpočetní vstup:

Součet korekcí x_Σ : 0.000000
Korekce pastorku x_1 : 0.126418
Korekce kola x_2 : -0.126418

Základní profil:

☒ Standard ☐ Nestandard ☐ Kruhová pata

Poměrná výška hlavy pastorku h_{a1}^* : 1.0000
Poměrná výška hlavy kola h_{a2}^* : 1.0000
Poměrná hlavová vůle pastorku c_1^* : 0.2000
Poměrná hlavová vůle kola c_2^* : 0.2000
Poměrný rádius paty pastorku ρ_{f1}^* : 0.3000
Poměrný rádius paty kola ρ_{f2}^* : 0.3000
Úhel profilu α_n : 20.0000 [°]

Nepovinný vstup:

Úhel os soukolí Σ : 90.0000 [°]

Nuluj Rozdělit korekce Vyr. skluzy

KOMPLEXNÍ KONTROLA Uložit vstupy Načíst vstupy Help Konec

Obr. 6.5 Návrh korekce pro dosažení vyrovnaných měrných skluzů

6.1.3 Pevnostní výpočet

Pevnostní výpočet je proveden programem [3] obdobně jako u čelního soukolí s přímými zuby s tím, že se zadává:

- náhradní (virtuální) počet zubů pastorku z_{v1} a kola z_{v2} viz. vztah 6.8 a 6.9.
- střední modul m_{tm} (6.10)

Výpočtové vztahy pro napětí, se kterými program pracuje:

$$\text{- pro dotyk: } \sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{D,B} \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{tH} \cdot K_H}{b_{wH} \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \quad [MPa] \quad (6.1)$$

$$\text{kde } K_H = K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \quad [-] \quad (6.2)$$

$$\text{- pro ohyb: } \sigma_F = \frac{F_{tF} \cdot K_F}{b_{wF} \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{Sarel} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \quad [MPa] \quad (6.3)$$

$$\text{kde } K_F = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \quad [-] \quad (6.4)$$

Vztahy pro výpočet součinitelů bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů:

- namáhání v ohybu

$$s_{Hi} = \frac{\sigma_{HP1}}{\sigma_{H1}} \quad [-] \quad (6.5)$$

- namáhání v dotyku

$$s_{Fi} = \frac{\sigma_{FP1}}{\sigma_{F1}} \quad [-] \quad (6.6)$$

Obvodová síla na středním průměru d_{m1} pro první hladinu zátěže dle vztahu 6.7. Pro ostatní hladiny platí poměry z tab. 1. $d_{m1} = 94,104 \quad [mm]$

$$F_{mj} = \frac{T_i}{d_{mi}} \quad [N] \quad (6.7)$$

$$F_{m1} = \frac{T_{I1}}{2 \cdot d_{m1}} \frac{207,9 \cdot 2 \cdot 1000}{2 \cdot 94,104} = 2210 \quad [N]$$

Potřebná geometrie

$$z_1 = 38, \quad z_2 = 55, \quad \delta_1 = 34,64 \text{ } [^\circ], \quad \delta_2 = 55,36 \text{ } [^\circ], \quad b = 35 \text{ } [mm], \quad m_n = 3 \text{ } [mm], \\ L_e = 1000,276 \text{ } [mm]$$

Náhradní počty zubů

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{38}{\cos 34,64} = 46,2 \text{ } [-] \quad (6.8)$$

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{55}{\cos 55,36} = 96,8 \quad (6.9)$$

Střední modul

$$m_{tm} = m_n \cdot \left(1 - \frac{b}{2 \cdot L_e}\right) = 3 \cdot \left(1 - \frac{35}{2 \cdot 1000,276}\right) = 2,476 \text{ } [mm] \quad (6.10)$$

Zatížení

Ekvivalentní obvodové síly se vypočtou pomocí vztahů 6.19, 6.21 podle náhradního CHSZ (příloha CD – spektrum).

$$\begin{aligned} F_{tm1} &= 2210 \text{ } [N] & N_{K1} &= 152,8 \cdot 10^7 \text{ } [cykly] \\ n_1 &= 910 \text{ } [ot \cdot min^{-1}] & N_{K2} &= 52,83 \cdot 10^7 \text{ } [cykly] \\ F_{tmFe1} &= 2210 \text{ } [N] & F_{tmFe2} &= 2210 \text{ } [N] \\ F_{tmHe1} &= 2174 \text{ } [N] & F_{tmHe2} &= 1906 \text{ } [N] \end{aligned}$$

Relativní četnost pro pastorek – v případě náhradního CHSZ platí $\sum_{j=1}^k N_j = N_{F(H)lim}$.

Relativní četnost

- ohyb

$$\varphi_{Fij} = \frac{N_j}{\sum_{i=1}^k N_j} \quad (6.11)$$

$$\varphi_{F11} = \frac{N_1}{N_{Flim}} = \frac{3 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^6} = 1 \text{ } [-] \quad (6.12)$$

$$\varphi_{F21} = \frac{N_1}{N_{Flim}} = \frac{3 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^6} = 1 \text{ } [-] \quad (6.13)$$

- dotyk

$$\varphi_{Hj} = \frac{N_j}{\sum_{i=1}^k N_j} \quad (6.14)$$

$$\varphi_{H11} = \frac{N_1}{N_{H \lim}} = \frac{8,96 \cdot 10^7}{10 \cdot 10^7} = 0,896 \quad [-] \quad (6.15)$$

$$\varphi_{H12} = \frac{N_2}{N_{H \lim}} = \frac{10 \cdot 10^7 - 8,96 \cdot 10^7}{10 \cdot 10^7} = 0,104 \quad [-] \quad (6.16)$$

$$\varphi_{H21} = \frac{N_1}{N_{H \lim}} = \frac{3,094 \cdot 10^7}{10 \cdot 10^7} = 0,3094 [-] \quad (6.17)$$

$$\varphi_{H22} = \frac{N_2}{N_{H \lim}} = \frac{10 \cdot 10^7 - 3,094 \cdot 10^7}{10 \cdot 10^7} = 0,6906 \quad [-] \quad (6.18)$$

Ekvivalentní zatížení

- ohyb

$$F_{tmFei} = T_1 \cdot \left[\left(\sum_{j=1}^k \frac{F_{ij}}{F_{t1}} \right)^{q_F} \cdot \varphi_{Fij} \right]^{\frac{1}{q_F}} \quad (6.19)$$

$$F_{tmFe1} = 2210 \cdot \left[\left(\frac{2210}{2210} \right)^9 \cdot 1 \right]^{\frac{1}{9}} = 2210 \quad [N] \quad (6.20)$$

$$F_{tmFe2} = 2210 \cdot \left[\left(\frac{2210}{2210} \right)^9 \cdot 1 \right]^{\frac{1}{9}} = 2210 \quad [N] \quad (6.21)$$

- dotyk

$$F_{tHei} = F_{t1} \cdot \left[\left(\sum_{j=1}^k \frac{F_{ij}}{F_{t1}} \right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot \varphi_{Hij} \right]^{\frac{2}{q_H}} \quad (6.21)$$

$$F_{tmHe1} = 2210 \cdot \left[\left(\frac{2210}{2210} \right)^{\frac{10}{2}} \cdot 0,896 + \left(\frac{1664}{2210} \right)^{\frac{10}{2}} \cdot 0,104 \right]^{\frac{2}{10}} = 2174 \quad [N] \quad (6.22)$$

$$F_{tmHe2} = 2210 \cdot \left[\left(\frac{2210}{2210} \right)^{\frac{10}{2}} \cdot 0,3094 + \left(\frac{1664}{2210} \right)^{\frac{10}{2}} \cdot 0,6906 + \right]^{\frac{2}{10}} = 1906 \quad [N] \quad (6.23)$$

Přesnost

$$IT_1 = 8, IT_{2,3} = 8$$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po boku

Tento součinitel je určen programem [3], ze zjednodušeného výpočtu.

$$K_{H\beta} = 1,853 \quad [-]$$

Součinitel střídavého zatížení zubu

$$Y_{A1} = 0,7 \quad [-], \quad Y_{A2} = 1 \quad [-]$$

Hodnoty pevnostního výpočtu jsou na obr. 6.6.

OHYB		DOTYK	
$\sigma_{F1} = 299.6$	$\sigma_{F2} = 294.7$	$\sigma_{H1} = 647.8$	$\sigma_{H2} = 639.1$
$\sigma_{FP1} = 441.8$	$\sigma_{FP2} = 638.8$	$\sigma_{HP1} = 1210.0$	$\sigma_{HP2} = 1210.0$
$S_{F1} = 1.475$	$S_{F2} = 2.168$	$S_{H1} = 1.868$	$S_{H2} = 1.893$
$\sigma_{Fmax1} = 297.0$	$\sigma_{Fmax2} = 292.2$	$\sigma_{Hmax1} = 653.1$	$\sigma_{Hmax2} = 644.4$
$\sigma_{FPmax1} = 1271.0$	$\sigma_{FPmax2} = 1330.2$	$\sigma_{HPmax1} = 2600.0$	$\sigma_{HPmax2} = 2600.0$
$K_F = 4.897$	$K_{Fv} = 1.636$	$\sigma_{H01} = 372.1$	$\sigma_{H02} = 367.1$
$K_{F\alpha} = 1.695$	$K_{F\beta} = 1.766$	$Z_B = 1.013$	$Z_D = 1.000$
$Y_\epsilon = 0.646$	$Y_\beta = 1.000$	$K_H = 3.031$	$K_{Hv} = 1.636$
$Y_{FS1} = 3.715$	$Y_{FS2} = 3.655$	$K_{H\alpha} = 1.000$	$K_{H\beta} = 1.853$
$Y_{Fa1} = 2.356$	$Y_{Fa2} = 2.200$	$K_A = 1.000$	
$Y_{Sa1} = 1.577$	$Y_{Sa2} = 1.661$	$Z_\epsilon = 0.857$	$Z_H = 2.495$
$Y_{Srel1} = 1.000$	$Y_{Srel2} = 1.000$	$Z_{N1} = 1.000$	$Z_{N2} = 1.000$
$Y_{N1} = 1.000$	$Y_{N2} = 1.000$	$Z_E = 191.646$	$Z_\beta = 1.000$
$Y_{X1} = 1.000$	$Y_{X2} = 1.000$	$K_{H1} = 3.031$	$K_{Hv1} = 1.636$
$Y_{\delta1} = 1.262$	$Y_{\delta2} = 1.278$	$K_{H\alpha1} = 1.000$	$K_{H\beta1} = 1.853$
$Y_{s1} = 1.827$	$Y_{s2} = 1.926$		
$Y_{\delta st1} = 1.627$	$Y_{\delta st2} = 1.703$		
$Y_{\delta stT1} = 1.600$	$Y_{\delta stT2} = 1.600$		
$K_{F1} = 4.855$	$K_{Fv1} = 1.636$		
$K_{F\alpha1} = 1.681$	$K_{F\beta1} = 1.766$		

Obr. 6.6 Výsledné hodnoty pevnostního výpočtu soukolí 1-2 [3]

6.1.4 Výpočet a kontrola geometrie a záběrových vlastností soukolí

Výpočtem jsou kontrolovány záběrové vlastnosti ozubených kol, aby nedošlo k případným vznikům interferencí mezi hlavou a patou zubu. Výsledné hodnoty jsou v tab. 7.

Tab. 7 Geometrie soukolí 1-2, 1-3

		Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení			Kuželové		Kuželové
Převodový poměr	u	[-]		1.447	
Úhel os soukolí	Σ	[°]		90.00000	
Počet zubů	z	[-]	38		55
Čelní modul vnější	m_t	[mm]		3.000	
Čelní modul střední	m_{tm}	[mm]		2.476	
Úhel sklonu zubu střední	β_m	[°]		0	
Společná šířka kol	b	[mm]		35.000	
Délka povrchové přímky kužele	L_e	[mm]		100.276	
Jednotková korekce	x	[-]	0.12642		-0.12642
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_t$	[mm]	0.37925		-0.37925
Součet jednotkových korekcí	x_Σ	[mm]		0	
Průměr vnější patní	d_f	[mm]	108.70039		160.47613
roztečný	d	[mm]	114.00000		165.00000
hlavový	d_a	[mm]	119.56043		167.97943
Průměr střední roztečný	d_m	[mm]	94.10488		136.20444
Průměr vnitřní hlavový	d_{ai}	[mm]	77.82940		109.34838
Tloušťka zubu na hlavě vnější	s_a	[mm]	2.16573		2.36343
Tloušťka zubu na hlavě vnitřní	s_{ai}	[mm]	1.40981		1.53851
Výška vnější paty	h_f	[mm]	3.22075		3.97925
hlavy	h_a	[mm]	3.37925		2.62075
zubu	h	[mm]	6.60000		6.60000
Úhel kužele patního	δ_f	[°]	32.80130		53.08657
roztečného	δ	[°]	34.64095		55.35905
hlavového	δ_a	[°]	36.57106		56.85616
Poměr b/d	ψ_d	[-]	0.307		0.212
Poměr b/m	ψ_m	[-]		11.667	
Poměr b/L _e	ψ_L	[-]		0.349	
Průmět roztečné šířky do osy kužele		[mm]	28.796		19.895
Počet zubů virtuálního kola	z_v	[-]	46.19		96.76
Průměr virtuální roztečný stř.	d_{vm}	[mm]	114.38120		239.61436
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		20.00000	
Měrný skluz na patě		[-]	-0.64591		-0.64591
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.39243		0.39243
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.78170	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		1.78170	
Poměr b/d _{vm}	ψ_{dv}	[-]	0.306		0.146
Počet zubů nástroje	z_0	[-]		66.851	
Převod mezi nástrojem a kolem		[-]	1.759		1.215
Poměrná výška hlavy profilu	h'_a	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c'	[-]	0.20000		0.20000
Poměrný rádius paty profilu	ρ'_f	[-]	0.30000		0.30000
Úhel profilu	α_n	[°]		20.00000	

6.2 NÁVRH A VÝPOČET SOUKOLÍ 4-5

Výpočet vychází z návrhového výpočtu modulu [1]. Z pevnostního výpočtu programem [3] a z geometrického návrhu soukolí [2]. Materiál obou kol je volen podle ČSN 01 4686. 12 020.

6.2.1 Návrhový výpočet

Je proveden v programu [1] a výsledky jsou na obr. 6.7. Volím normální modul $m_n = 2$ [mm] a šířku kol $b = 69$ [mm].

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4

Typ ozubení
☒ Čelní
☐ Kuželové
☐ Hřeben

z_1 30
 z_2 57
 β 16 [°]
 T_1 138.7 [N·m]
 ψ_m 15
Schéma 4
 $K_{H\beta}$ 1.103
 K_A 1.4
 $\sigma_{F\lim b}$ 500 [MPa]
 $\sigma_{H\lim}$ 1210 [MPa]
 V_{HV} 650

Help
Vyber
Help
Vyber
Vyber
Vyber

Isk
Moduly
Konec

$m_n = 2.099$ [mm]
 $b = 31.5$ [mm]

OHYB

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$f_F = 18$
 $K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{F\lim b}^0$

$m_{n\text{ ohyb}} = 2.099$ [mm]

DOTYK

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

$f_H = 770$ ($\beta = 0^\circ$)
 $f_H = 690$ ($\beta > 0^\circ$)
 $K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{H\lim}^0 \cdot \cos \beta$
 $\psi_{d1} = \psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$
 $u = \frac{z_2}{z_1}$
 $m_n = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$

$m_{n\text{ dotyk}} = 1.987$ [mm]

<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>

Obr. 6.7 Návrhový výpočet ozubení

6.2.2 Návrh korekce

Návrh korekce je proveden pomocí programu [2] a zaměřuje se na návrh soukolí s vyrovnanými měrnými skluzy na hlavách a patách, jak je vidět na obr. 6.8.

Obr. 6.8 Návrh geometrie a korekce pro vyrovnané měrné skluzy soukolí 4-5

6.2.3 Pevnostní výpočet

Výpočet je proveden programem [3].

Vstupní hodnoty geometrie geometrie:

$$b = 69 \text{ [mm]}, \quad m = 2 \text{ [mm]}, \quad d_1 = 62,417 \text{ [mm]}, \quad d_2 = 118,594 \text{ [mm]},$$

Zatížení:

Vychází z ekvivalentních obvodových sil na daném soukolí a z počtu zátěžných cyklů, podle ČSN 01 4686 část 2. Vychází z náhradního souboru zatížení (CD – spektrum).

Obvodová síla na roztečném průměru pro první hladinu zátěže se vypočte dle vztahu 6.24. Pro zbylé hladiny platí poměry jako v tab.1.

$$F_{ij} = \frac{T_i}{d_i} \text{ [N]} \quad (6.24)$$

$$F_{t4} = \frac{T_{t4}}{d_4} = \frac{138,7 \cdot 2 \cdot 1000}{62,417} = 4443 \text{ [N]}$$

$$F_{t4} = 4443 \text{ [N]}$$

$$n_l = 910 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$$

$$F_{tFe4} = 4443 \text{ [N]}$$

$$F_{tHe4} = 3986,5 \text{ [N]}$$

$$N_{K4} = 76,44 \cdot 10^7 \text{ [cykly]}$$

$$N_{K5} = 40,232 \cdot 10^7 \text{ [cykly]}$$

$$F_{tFe5} = 4443 \text{ [N]}$$

$$F_{tHe5} = 3666,5 \text{ [N]}$$

Relativní četnost

- ohyb

$$\varphi_{F41} = \frac{N_1}{N_{F\lim}} = \frac{3 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^6} = 1 \quad [-] \quad (6.25)$$

$$\varphi_{F51} = \frac{N_1}{N_{F\lim}} = \frac{3 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^6} = 1 \quad [-] \quad (6.26)$$

- dotyk

$$\varphi_{H41} = \frac{N_1}{N_{H\lim}} = \frac{4,48 \cdot 10^7}{10 \cdot 10^7} = 0,448 \quad [-] \quad (6.27)$$

$$\varphi_{H42} = \frac{N_2}{N_{H\lim}} = \frac{10 \cdot 10^7 - 4,48 \cdot 10^7}{10 \cdot 10^7} = 0,552 \quad [-] \quad (6.28)$$

$$\varphi_{H51} = \frac{N_1}{N_{H\lim}} = \frac{2,357 \cdot 10^7}{10 \cdot 10^7} = 0,2357 [-] \quad (6.29)$$

$$\varphi_{H52} = \frac{N_2}{N_{H\lim}} = \frac{7,673 \cdot 10^7 - 2,357 \cdot 10^7}{10 \cdot 10^7} = 0,5316 \quad [-] \quad (6.30)$$

$$\varphi_{H53} = \frac{N_3}{N_{H\lim}} = \frac{10 \cdot 10^7 - 7,673 \cdot 10^7}{10 \cdot 10^7} = 0,2327 \quad [-] \quad (6.31)$$

Ekvivalentní zatížení

- ohyb

$$F_{tFe4} = 4443 \cdot \left[\left(\frac{4443}{4443} \right)^9 \cdot 1 \right]^{\frac{1}{9}} = 4443 \quad [N] \quad (6.32)$$

$$F_{tFe5} = 4443 \cdot \left[\left(\frac{4443}{4443} \right)^9 \cdot 1 \right]^{\frac{1}{9}} = 4443 \quad [N] \quad (6.33)$$

- dotyk

$$F_{He4} = 4443 \cdot \left[\left(\frac{4443}{4443} \right)^{\frac{10}{2}} \cdot 0,448 + \left(\frac{3345}{4443} \right)^{\frac{10}{2}} \cdot 0,552 \right]^{\frac{2}{10}} = 3986,5 \quad [N] \quad (6.34)$$

$$F_{tHe2} = 4443 \cdot \left[\left(\frac{4443}{4443} \right)^{\frac{10}{2}} \cdot 0,2357 + \left(\frac{3345}{4443} \right)^{\frac{10}{2}} \cdot 0,5316 + \left(\frac{2676}{4443} \right)^{\frac{10}{2}} \cdot 0,2327 \right]^{\frac{2}{10}} \quad (6.35)$$

$$F_{tHe2} = 3666,5 \quad [N]$$

Přesnost

$$IT_4 = 8, IT_5 = 8$$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce $K_{H\beta}$

Tento součinitel je při úplném výpočtu vypočten z půdorysného schématu převodu typu 1a (obr. 6.9), podle ČSN 01 46864. část 4. Rozměry vychází z konstrukce rozvodovky dle obr. 6.10 a 6.11.

$$s_1 = 116,6 \text{ [mm]}$$

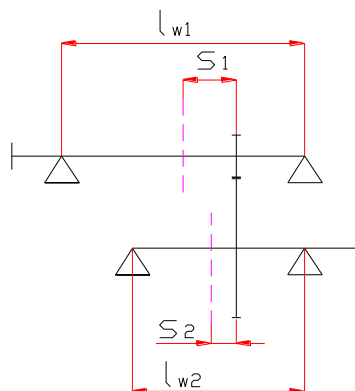
$$s_2 = 2,7 \text{ [mm]}$$

$$l_{w1} = 312 \text{ [mm]}$$

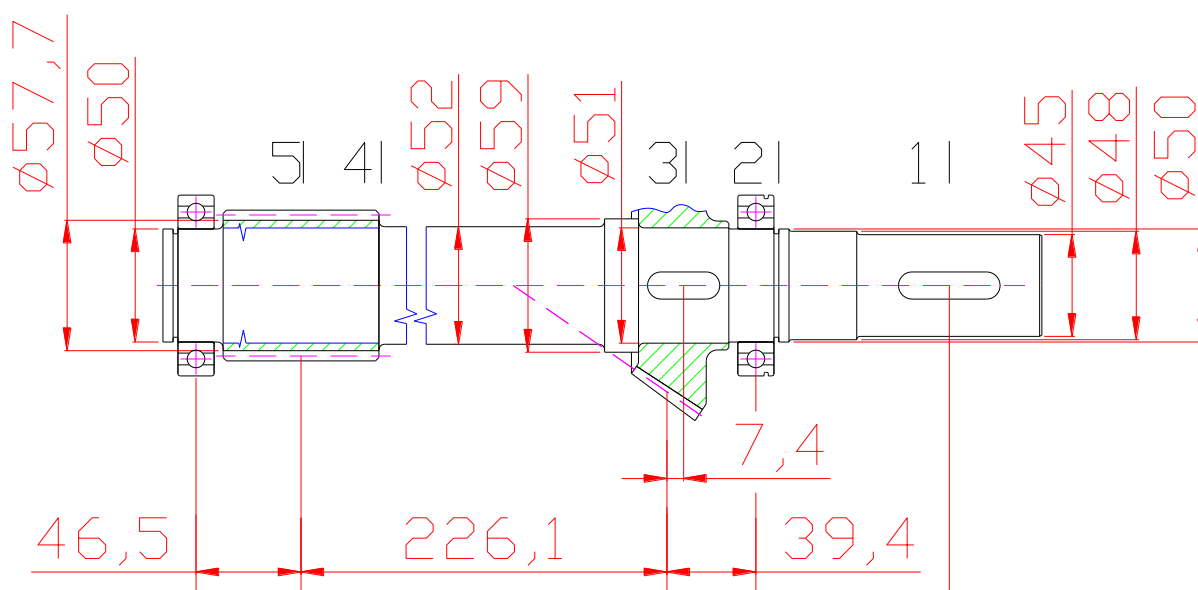
$$l_{w2} = 98,4 \text{ [mm]}$$

$$d_{sh1} = 52 \text{ [mm]}$$

$$d_{sh2} = 40 \text{ [mm]}$$



Obr. 6.9 Půdorysné schéma převodu - typ 1a [2]



Obr. 6.10 Rozměry uložení hřídele I

[illegible]

38

Tab. 8 Výsledné bezpečnosti ozubených kol

	Soukolí 1-2		Dle ČSN 01 4686
	Kolo 1	Kolo 2	
Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu - ohyb	$s_{F1} = 1,475$	$s_{F2} = 2,168$	$s_{F\min} = 1,4 \div 1,7$
Součinitel bezpečnosti proti únavového lomu v patě zubu - dotyk	$s_{H1} = 1,868$	$s_{H2} = 1,893$	$s_{H\min} = 1,1 \div 1,2$
Kontrola na jednorázové přetížení - ohyb	$297,0 < 1271,0$	$292,2 < 1330,2$	
Kontrola na jednorázové přetížení - dotyk	$653,1 < 2600$	$644,4 < 2600$	
	Soukolí 4-5		Dle ČSN 01 4686
	Kolo 4	Kolo 5	
Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu - ohyb	$s_{F4} = 2,144$	$s_{F5} = 2,123$	$s_{F\min} = 1,4 \div 1,7$
Součinitel bezpečnosti proti únavového lomu v patě zubu - dotyk	$s_{H4} = 1,152$	$s_{H5} = 1,152$	$s_{H\min} = 1,1 \div 1,2$
Kontrola na jednorázové přetížení - ohyb	$285,7 < 1262,5$	$284,2 < 1231,9$	
Kontrola na jednorázové přetížení - dotyk	$1078,1 < 2600$	$1078,1 < 2600$	

Dle [3] bylo všech 8 podmínek pevnostní kontroly splněno.

6.2.4 Výpočet a kontrola geometrie a záběrových vlastností soukolí

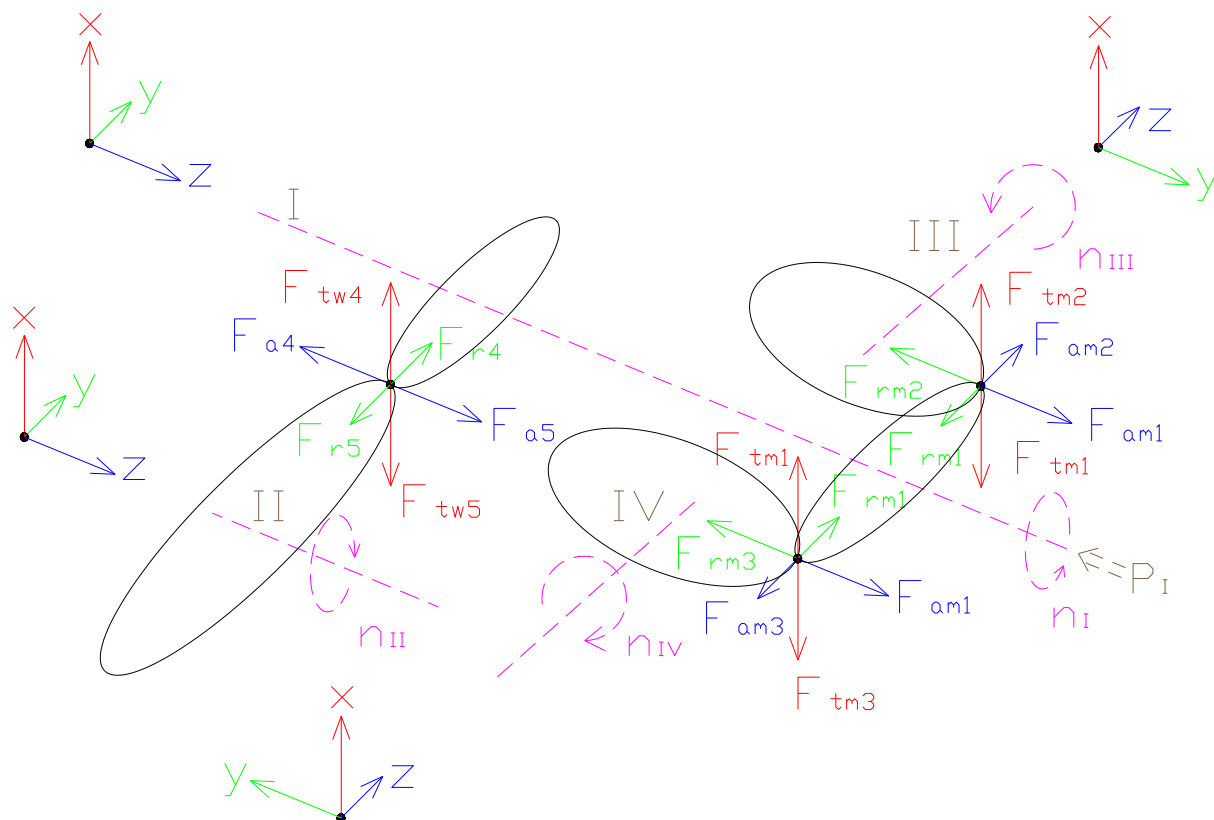
Díky korekce je dosaženo normalizované pracovní osové vzdálenosti obou kol $a_w = 90 \text{ [mm]}$. Geometrie soukolí je navržena s ohledem na dosažení co největšího součinitele trvání záběru profilu ε_α při celočíselném součiniteli krokem ε_β . S tímto ohledem souvisí i vznik přídavných vibrací, které výrazně snižují životnost soukolí a dalších částí rozvodovky. Geometrie soukolí je v tab. 9.

Tab. 9 Geometrie soukolí 4-5

	<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení		Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n [mm]		0.0000	
Počet zubů	z [-]	30		57
Počet zubů náhradního kola	z_n [-]	33.453		63.561
Normální modul	m_n [mm]		2.000	
Čelní modul	m_t [mm]		2.081	
Úhel sklonu zubu roztečný	β [°]		16.00000	
Úhel sklonu zubu základní	β_b [°]		15.01159	
Úhel profilu čelní	α_t [°]		20.73857	
Úhel záběru čelní	α_{tw} [°]		19.87032	
Osová vzdálenost pracovní	a_w [mm]		90.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a [mm]		90.50605	
Jednotková korekce	x [-]	0.07900		-0.32700
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$ [mm]	0.15800		-0.65400
Součet jednotkových korekcí	x_Σ [-]		-0.24800	
Jednotkové přisunutí kol	Δy [-]		0.00503	
Průměr patní kružnice	d_f [mm]	57.73398		112.28614
základní kružnice	d_b [mm]	58.37365		110.90993
kr.začátku evolventy	d_L [mm]	59.53447		114.15030
valivé kružnice	d_w [mm]	62.06897		117.93103
roztečné kružnice	d [mm]	62.41797		118.59414
hlavové kružnice	d_a [mm]	66.70000		121.20000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f [mm]	---		4.20098
základní kružnici	s_b [mm]	4.00075		4.29179
začátku evolventy	s_L [mm]	3.92434		3.89703
valivé kružnici	s_w [mm]	3.36363		2.88707
roztečné kružnici	s [mm]	3.25661		2.66552
hlavové kružnici	s_a [mm]	1.47580		1.68254
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w [mm]	2.88707		3.36363
Výška paty	h_f [mm]	2.34200		3.15400
hlavy	h_a [mm]	2.14102		1.30293
zubu	h [mm]	4.48301		4.45693
Společná šířka kol	b [mm]		69.000	
Délka evolventy	ev [mm]	3.87391		3.73985
Měrný skluz na patě	[-]	-1.08966		-1.12089
Měrný skluz na hlavě	[-]	0.52850		0.52145
Poměr b/d	w_d [-]	1.105		0.582
Poměr b/m_n	w_m [-]		34.500	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α [-]		1.63276	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β [-]		3.02696	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ [-]		4.65973	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax} [mm]		38.53405	
Celková délka dotyku minim.	$L_{\Sigma min}$ [mm]		116.23851	
Celková délka dotyku maxim.	$L_{\Sigma max}$ [mm]		116.87489	
Čelní rozteč	p_t [mm]		6.53639	
Čelní rozteč základní	p_{tb} [mm]		6.11287	
Kontrolní rozměr přes zuby	W [mm]	27.61780		45.62163
Počet měřených zubů	z_w [-]	5		8
Minimální šířka kola pro měření	b_{min} [mm]	7.612		12.575
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c [mm]	2.87566		2.35371
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c [mm]	1.61769		0.87459
Kontrolní rozměr přes kuličky	M [mm]	71.01857		122.70544
Průměr kuličky	d_t [mm]	4.51033		3.59476
Poměrná výška hlavy profilu	h'_a [-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c^* [-]	0.25000		0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ'_f [-]	0.38000		0.38000

7 SILOVÝ ROZBOR V ROZVODOVCE

V záběru ozubených kol vznikají síly, které rozkládáme do složek vhodně zvoleného souřadného systému. Síly v ozubení a souřadný systém pro jednotlivé hřídele je zobrazen na obr. 7.1. Výsledky silového rozboru jsou v tab. 10. Výpočtem jsou určeny síly, které působí na jednotlivé hřídele. Hřídele budou navrhovány na trvalou pevnost, a proto řešení vychází z nejhoršího zatížení hřídelí, kterému odpovídá zatížení v první hladině.



Obr. 7.1 Silový rozbor v rozvodovce

Výpočet obvodových sil

- soukolí 1-2, 1-3 - stejné jako v kapitole 6.1.

$$F_{tm1} = 2210 \text{ [N]}$$

- soukolí 4-5 – výpočet je proveden na válivém průměru $d_{w4} = 62,069 \text{ [mm]}$, (kap. 6.2).

$$F_{tw4} = \frac{T_{I4} \cdot 1000 \cdot 2}{d_{w4}} = \frac{138,7 \cdot 1000 \cdot 2}{62,069} = 4468 \text{ [N]} \quad (7.1)$$

Výpočet axiálních sil

- soukolí 1-2, 1-3

$$F_{am1} = F_{tm1} \cdot \sin \delta_1 \cdot \tan \alpha = 2210 \cdot \sin 34,64 \cdot \tan 20 = 457 \text{ [N]} \quad (7.2)$$

$$F_{am2,3} = F_{rm1} \quad (7.3)$$

- soukolí 4-5

$$F_{a4} = F_{tw4} \cdot \tan \beta_w = 4468 \cdot \tan 15,012 = 1199 \quad [N] \quad (7.4)$$

$$F_{a5} = F_{r4} \quad (7.5)$$

Výpočet radiálních sil

- soukolí 1-2, 1-3

$$F_{rm1} = F_{tm1} \cdot \cos \delta_1 \cdot \tan \alpha = 2210 \cdot \cos 34,64 \cdot \tan 20 = 662 \quad [N] \quad (7.6)$$

$$F_{rm2,3} = F_{am1} \quad (7.7)$$

- soukolí 4-5

$$F_{r4} = F_{tw4} \cdot \tan \alpha_{tw} = 4468 \cdot \tan 19,87 = 1615 \quad [N] \quad (7.8)$$

$$F_{r5} = F_{a4} \quad (7.9)$$

Přídavné ohybové momenty

- soukolí 1-2, 1-3

$$M_{o1} = F_{am1} \cdot \frac{d_{m1}}{2000} = 457 \cdot \frac{94,105}{2000} = 21,5 \quad [N \cdot m] \quad (7.10)$$

$$M_{o2,3} = F_{am2,3} \cdot \frac{d_{m2,3}}{2000} = 662 \cdot \frac{136,204}{2000} = 45,1 \quad [N \cdot m] \quad (7.11)$$

- soukolí 4-5

$$M_{o4} = F_{a4} \cdot \frac{d_{w4}}{2000} = 1199 \cdot \frac{62,069}{2000} = 37,2 \quad [N \cdot m] \quad (7.12)$$

$$M_{o5} = F_{a5} \cdot \frac{d_{w5}}{2000} = 1615 \cdot \frac{117,93}{2000} = 95,2 \quad [N \cdot m] \quad (7.13)$$

Tab. 10 Výsledné síly a ohybové momenty pro první hladinu zatížení

	Kolo			
	1	2,3	4	5
T_i	104,0	145,3	138,7	256,9
d_w, d_m	94,10488	136,204	62,06897	117,93
F_{tm}, F_{tw}	2 210	2 210	4468	4468
F_a	457	662	1199	1615
F_r	662	457	1615	1199
M_o	21,5	45,1	37,2	95,2

8 NÁVRH HŘÍDELÍ

Návrh vychází ze vstupních údajů rozvodovky kap. 4 a 6. Hřídele jsou navrženy pro nejvyšší hladinu spektra zátěže a jsou dimenzovány na trvalou pevnost. Síly potřebné pro výpočet byly spočteny v kapitole 7. Při návrhu jsou určeny reakce v podporách, které budou potřeba pro výpočet dalších částí rozvodovky.

Všechny hřídele jsou vyrobeny z materiálu 12 020.0 s těmito vlastnostmi dle [7], str. 203, tab. 4.1: $R_m = 500$ [MPa], $R_e = 300$ [MPa], $\sigma_{Co} = 220$ [MPa], $\tau_c = 155$ [MPa].

8.1 NÁVRH HŘÍDELE I

Na obr. 8.1, 8.2 je proveden silový rozklad do dvou vzájemně kolmých směrů x-z a y-z a výsledné vnitřní silové účinky. V obou směrech působí na hřídel ohybové a krouticí momenty vyvolané radiálními a axiálními silami.

8.1.1 Návrh minimálního průměru hřídele a potřebných délek drážek pro pero

Je navrhován průměr vstupního čepu hřídele. Návrh vychází z krutu a z dovoleného smykového napětí (dle vztahu 8.1), které volím $\tau_I = 25$ [MPa] [14].

$$\frac{T_I}{W_K} < \tau_I \quad (8.1)$$

$$\frac{T_I}{\frac{\pi \cdot d_{\min}^3}{16}} > \tau_I \rightarrow d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_I}{\pi \cdot \tau_I}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 346,6 \cdot 1000}{\pi \cdot 25}} = 41,322 \text{ [mm]}$$

Volím normalizovaný průměr vstupního čepu $d = 45$ [mm] (dle ČSN 01 4990) a normalizovanou délku čepu $l = 82$ [mm].

Určení minimální délky drážky pro pero

- na vstupním čepu

Výpočet vychází z maximálního dovoleného tlaku na bok drážky, který volím $p_D = 120 \text{ [MPa]}$ (pro ocelový náboj, podle [11], str. 80). V příloze P1 je spočtena minimální délka drážky $l_{\min} = 41,4 \text{ [mm]}$. Volím normalizovanou délku $l = 45 \text{ [mm]}$.

Normalizovaný rozměr pera: **PERO ČSN 02 2562 - 12e7x8x45** s rozměry drážky:

$$b = 12 \text{ [mm]}, t = 4,9 \text{ [mm]}, \rho = 0,6 \text{ [mm]}$$

- pro kolo 1

Průměr hřídele je $d = 51 \text{ [mm]}$. Tomu odpovídá pero 12x8. Minimální délka pera je $l_{\min} = 27,3 \text{ [mm]}$ a je vypočtena v příloze P1.

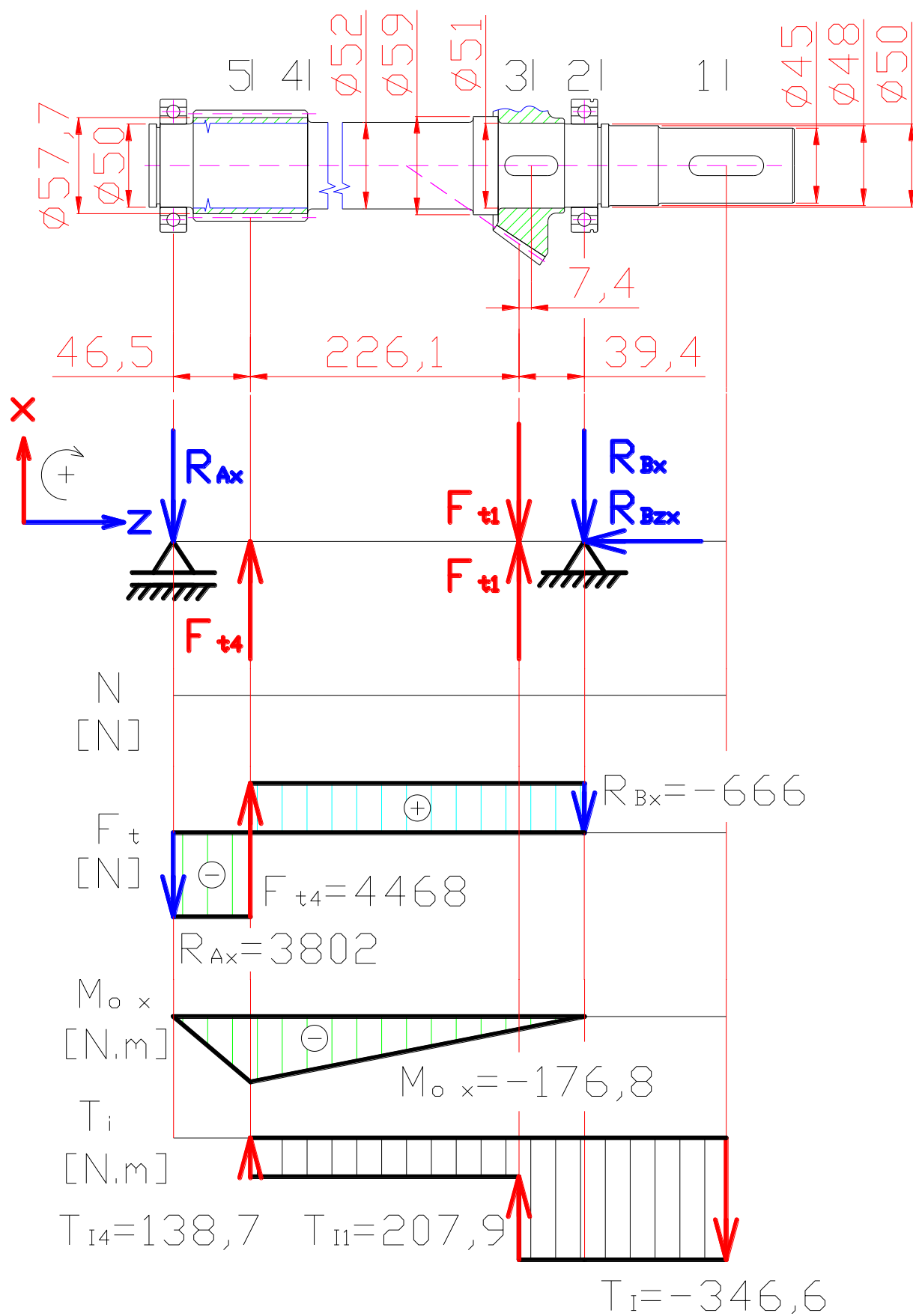
Volím pero: **PERO ČSN 02 2562 – 12e7x8-32** s rozměry drážky:

$$b = 12 \text{ [mm]}, t = 4,9 \text{ [mm]}, \rho = 0,6 \text{ [mm]}$$

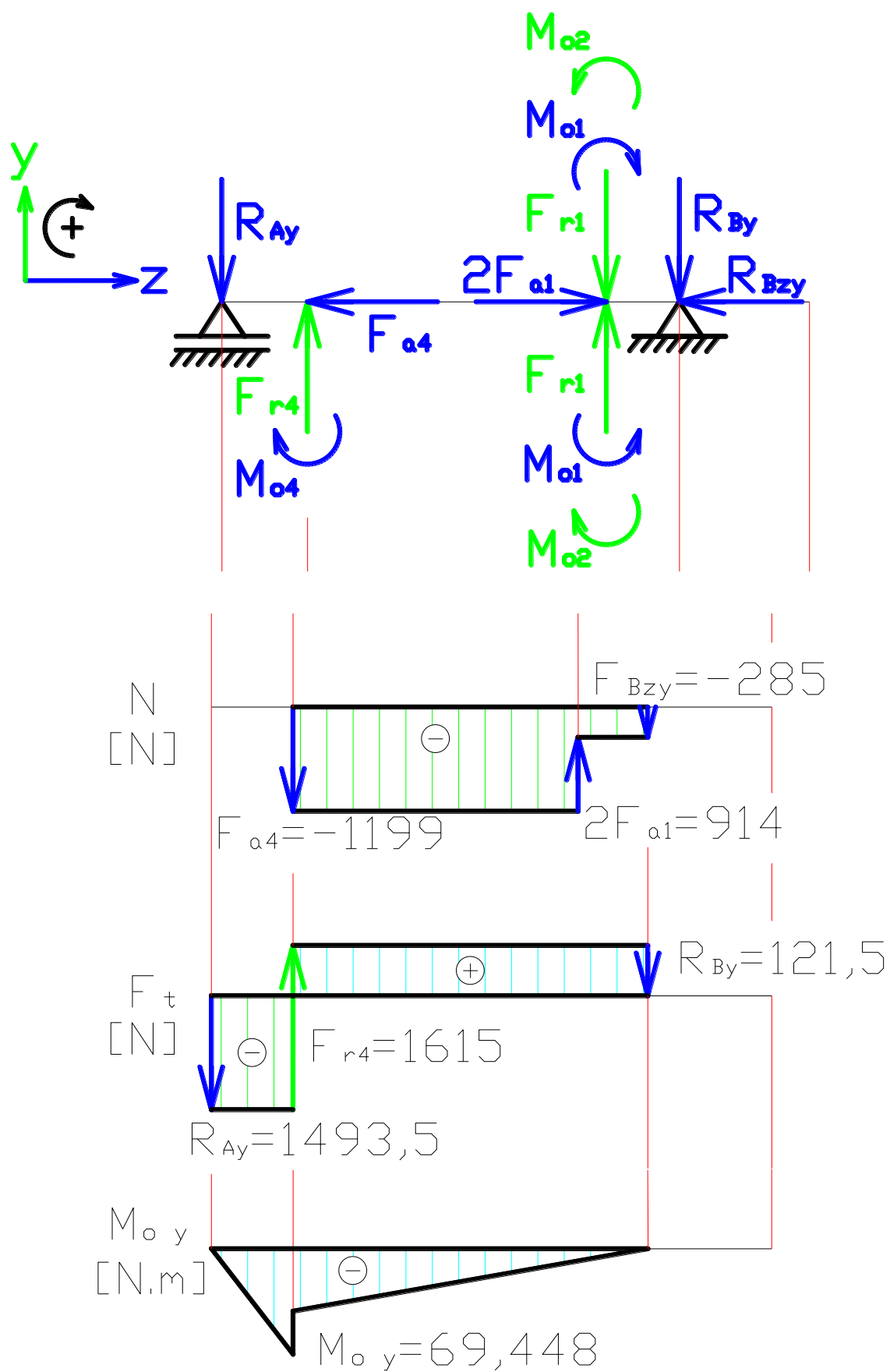
Díky určení minimálního průměru, délek drážek a rozměrům ozubení, je možné podle konstrukčního řešení navrhnout tvar a rozměry hřídele obr. 8.1.

8.1.2 Statická kontrola

Vychází ze silového rozkladu do dvou vzájemně kolmých rovin x-z a y-z obr. 8.1. Ze sil působících na kolo 1 je zřejmé, že dojde k vzájemnému vyrušení obvodových a radiálních sil a přídavných ohybových momentů od axiální a radiální síly. Záporné znaménka u vypočtených sil znamenají jejich opačné působení. Nejprve je proveden výpočet reakcí a ohybových momentů. Pak je určena statická bezpečnost kritických průřezu 1-5, označených na obr. 8.1. Dále je provedena kontrola deformace hřídele – ohybová a torzní, kde průhyb hřídele je určen pomocí programu [4] (příloha CD – hřídel – I...IV). Minimální hodnotu statické bezpečnosti volím dle [10] $k_{s \min} = 2 \text{ [-]}$.



Obr. 8.1 Silový rozklad a průběhy vnitřních silových účinků na hřídeli I pro rovinu x-z



Obr. 8.2 Silový rozklad a průběhy vnitřních silových účinků na hřídeli I pro rovinu y-z

Statické rovnice rovnováhy a určení reakcí

- pro rovinu x-z

$$-R_{Ax} + F_{t4} - R_{Bx} = 0 \quad (8.2)$$

$$R_{Bzx} = 0 \quad (8.3)$$

$$-F_{t4} \cdot 46,5 + R_{Bx} \cdot (39,4 + 226,1 + 46,5) = 0 \quad (8.4)$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t4} \cdot 46,5}{39,4 + 226,1 + 46,5} = \frac{4468 \cdot 46,5}{312} = 666 \text{ [N]} \quad (8.5)$$

(8.10)

$$R_{Ax} = F_{t4} - R_{Bx} = 4468 - 666 = 3802 \text{ [N]} \quad (8.6)$$

- pro rovinu y-z

$$-R_{Ay} + F_{r4} - R_{By} = 0 \quad (8.7)$$

$$-R_{Bzy} - F_{a4} + 2 \cdot F_{a1} = 0 \quad (8.8)$$

$$-F_{r4} \cdot 46,5 + M_{o4} + R_{By} \cdot (39,4 + 226,1 + 46,5) = 0 \quad (8.9)$$

$$R_{By} = \frac{F_{r4} \cdot 46,5 - M_{o4}}{39,4 + 226,1 + 46,5} = \frac{1615 \cdot 46,5 - 37200}{312} = 121,5 \text{ [N]} \quad (8.10)$$

$$R_{Ay} = F_{r4} - R_{By} = 1615 - 121,5 = 1493,5 \text{ [N]} \quad (8.11)$$

$$R_{Bzy} = 2 \cdot F_{a1} - F_{a4} = 2 \cdot 457 - 1199 = -285 \text{ [N]} \quad (8.12)$$

- výsledné rovnice reakcí

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{3802^2 + 1493,5^2} = 4085 \text{ [N]} \quad (8.13)$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{666^2 + 121,5^2} = 677 \text{ [N]} \quad (8.14)$$

$$R_{Bz} = \sqrt{R_{Bzx}^2 + R_{Bzy}^2} = \sqrt{0 + (-285)^2} = 285 \text{ [N]} \quad (8.15)$$

Výpočet ohybových momentů

- maximální moment

v rovině x-z

$$M_{ox} = R_{Ax} \cdot 46,5 = 3802 \cdot 46,5 = 176793 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (8.16)$$

v rovině y-z

$$M_{oy} = R_{Ay} \cdot 46,5 = 1493 \cdot 46,5 = 69447,8 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (8.17)$$

- výsledný maximální moment

$$M_{o \max} = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{176793^2 + 69447,8^2} = 189944,1 \text{ [N} \cdot \text{mm]} = 190 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (8.18)$$

- výpočet ohybových momentů v místě 3, 4, 5

$$M_{o3} = R_B \cdot (39,4 - 7,4) = 666 \cdot 32 = 21312 \text{ [N} \cdot \text{mm]} = 21,3 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (8.19)$$

$$M_{o4} = R_B \cdot (39,4 + 226,1 - 34,5) = 666 \cdot 231 = 153846 \text{ [N} \cdot \text{mm]} = 154 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (8.20)$$

Výpočet statické bezpečnosti v kontrolovaných průřezích

Jelikož se v některých průřezích jedná o kombinované namáhání (krut – ohyb), je potřeba vypočítat redukované napětí dle hypotézy HMMH.

Pro průřez 1

Potřebné rozměry:

$$d = 45 \text{ [mm]}, t = 4,9 \text{ [mm]}, b = 12 \text{ [mm]}, \rho = 0,6 \text{ [mm]}$$

Tvarový součinitel v krutu pro drážku

$$\alpha_K = 2 + 0,05 \cdot \frac{b}{\rho} = 2 + 0,05 \cdot \frac{12}{0,6} = 3 \text{ [-]} \quad \text{- dle [6], str. 22, vztah 3.7} \quad (8.21)$$

$$\tau_K = \frac{T_l}{W_K} = \frac{T_l \cdot 1000 \cdot 16}{\pi \cdot d^3} = \frac{346,6 \cdot 1000 \cdot 16}{\pi \cdot (45 - 4,9)^3} = 27,4 \text{ [MPa]} \quad (8.22)$$

Statická bezpečnost

$$k_{s1} = \frac{R_e}{\tau_K \cdot \alpha_K} = \frac{300}{27,4 \cdot 3} = 3,65 \text{ [-]} \quad (8.23)$$

Pro průřez 2

Vstupní hodnoty

$$D = 50 \text{ [mm]}, d = 45,8 \text{ [mm]}$$

Tvarový součinitel drážky pro pojistný kroužek

$$\alpha_K = 3 \text{ [-]} \quad \dots \text{ voleno dle [6], str. 24, obr. 3.11 – tvarový součinitel volen nejneprůzračnější}$$

$$\tau_K = \frac{T_I}{W_K} = \frac{T_I \cdot 1000 \cdot 16}{\pi \cdot d^3} = \frac{346,6 \cdot 1000 \cdot 16}{\pi \cdot 45,8^3} = 18,4 \text{ [MPa]} \quad (8.24)$$

Statická bezpečnost

$$k_{s2} = \frac{R_e}{\tau_K \cdot \alpha_K} = \frac{300}{18,4 \cdot 3} = 5,43 \text{ [-]} \quad (8.25)$$

Pro průřez 3

Vstupní hodnoty

$$d = 51 \text{ [mm]}, \quad b = 12 \text{ [mm]}, \quad \rho = 0,6 \text{ [mm]},$$

Součinitel tvaru drážky pera

- pro ohyb

$$\alpha_{\sigma} = 2,8 \text{ [-]} \quad \text{- dle [15], str. 24, obr. 24-5.}$$

- pro krut

$$\alpha_K = 3 \text{ [-]}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o3}}{W_o} = \frac{21,3 \cdot 1000}{9618,4} = 2,2 \text{ [MPa]} \quad (8.26)$$

$$\tau_K = \frac{T_I}{W_K} = \frac{346,6 \cdot 1000}{19236,8} = 18 \text{ [MPa]} \quad (8.27)$$

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{(2,2 \cdot 2,8)^2 + 3 \cdot (18 \cdot 3)^2} = 93,7 \text{ [MPa]} \quad (8.28)$$

$$k_{s3} = \frac{R_e}{\sigma_r} = \frac{300}{93,7} = 3,20 \text{ [-]} \quad (8.29)$$

Pro průřez 4

Vstupní hodnoty

$$d = 52 \text{ [mm]}, \quad d_f = 57,734 \text{ [mm]}, \quad \rho = 2,5 \text{ [mm]},$$

Součinitel tvaru osazeného hřídele

- pro ohyb

$$\alpha_{\sigma} = 1,88 \text{ [-]} \quad \text{- dle [6], str. 24, obr. 3.11.}$$

- pro krut

$$\alpha_K = 1,23 \quad [-] \quad - \text{dle [6], str. 24, obr. 3.11.}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o4}}{W_o} = \frac{154 \cdot 1000}{13804} = 11,2 \quad [MPa] \quad (8.30)$$

$$\tau_K = \frac{T_{I4}}{W_K} = \frac{138,7 \cdot 1000}{27608} = 5 \quad [MPa] \quad (8.31)$$

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{(11,2 \cdot 1,88)^2 + 3 \cdot (5 \cdot 1,23)^2} = 23,6 \quad [MPa] \quad (8.32)$$

$$k_{s4} = \frac{R_e}{\sigma_r} = \frac{300}{23,6} = 12,7 \quad [-] \quad (8.33)$$

Pro průřez 5

Pro výpočet je použit nejmenší průměr hřídele bez vrubu a to patní průměr d_f .

$$d_f = 57,734 \quad [mm], \quad T_{I4} = 138,7 \quad [N \cdot m]$$

$$\tau_K = \frac{T_{I4}}{W_K} = \frac{138700}{37786} = 3,6 \quad [MPa] \quad (8.34)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o \max}}{W_o} = \frac{190 \cdot 1000}{18893} = 10,1 \quad [MPa] \quad (8.35)$$

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{10,1^2 + 3 \cdot 3,6^2} = 12 \quad [MPa] \quad (8.36)$$

$$k_{s5} = \frac{R_e}{\sigma_r} = \frac{300}{12} = 25 \quad [-] \quad (8.37)$$

$k_{s1}, k_{s2}, k_{s3}, k_{s4}, k_{s5} > k_{s \min} \dots$ všech pět míst vyhovuje podmínce statické bezpečnosti

Kontrola ohybových deformací

Pro tento výpočet uvažuji s absolutní tuhostí skříně i ložisek [8].

Průhyb hřídele v daném místě je určen pomocí programu [4]. Předpokládaný úhel natočení se určí dle vztahu 8.38. Vycházím z obr. 8.3, 8.4.

$$y_A = 1,95 \cdot 10^{-4} \quad [mm], \quad y_B = 1,39 \cdot 10^{-4} \quad [mm], \quad y_{11} = 4,517 \cdot 10^{-3} \quad [mm], \quad y_{12} = 4,358 \cdot 10^{-3} \quad [mm]$$

$$m_t = 3 \quad [mm], \quad L_t = 312 \quad [mm]$$

$$\gamma_i = \arctg\left(\frac{y_i}{1}\right) \text{ [}^\circ\text{]} \quad (8.38)$$

- pod ložiskem A

$$\gamma_A = \arctg\left(\frac{y_A}{1}\right) = \arctg\left(\frac{1,95 \cdot 10^{-4}}{1}\right) = 0,011 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (8.39)$$

- pod ložiskem B

$$\gamma_B = \arctg\left(\frac{y_B}{1}\right) = \left(\frac{1,39 \cdot 10^{-4}}{1}\right) = 0,00796 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (8.40)$$

Přípustné naklopení kroužků kuličkových ložisek je od 0,0112 do 0,0166 [°] dle [14].

$$\gamma_A, \gamma_B < \gamma_{Dov} \quad \dots \text{ podmínka naklopení kroužků ložisek splněna}$$

- pod kolem 1

$$y_1 = y_{11} - y_{12} = 0,004517 - 0,004385 = 0,000132 \text{ [mm]} \quad (8.40)$$

$$y_{11} < y_D = 0,005 \cdot m_t \quad (8.41)$$

$$0,004517 < 0,005 \cdot 3 \quad \dots \text{ podmínka dovoleného průhybu pod kolem 1 je splněna}$$

$$0,004517 < 0,015$$

- natočení středového průřezu kola 1

$$\gamma_1 = \arctg\left(\frac{y_1}{1}\right) = \arctg\left(\frac{0,000132}{1}\right) = 0,00756 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (8.42)$$

- pod kolem 4

$$y_4 = y_{42} - y_{41} = 0,008563 - 0,008406 = 0,000157 \text{ [mm]} \quad (8.43)$$

$$y_{42} < y_{Dov} = 0,01 \cdot m_n \quad \dots \text{ podmínka dovoleného průhybu pod kolem 4 je splněna}$$

$$0,008563 < 0,01 \cdot 2$$

$$0,008563 < 0,02$$

- natočení středového průřezu kola 4

$$\gamma_4 = \arctg\left(\frac{y_4}{1}\right) = \arctg\left(\frac{0,000157}{1}\right) = 0,009 \text{ } [^\circ] \quad (8.44)$$

Dovolené hodnoty se pohybují od 0,0148 do 0,0412 $[^\circ]$.

$\gamma_1, \gamma_4 < \gamma_{\text{Dov}}$... podmínka dovoleného natočení středových průřezu ozubených kol splněna

Maximální průhyb hřídele

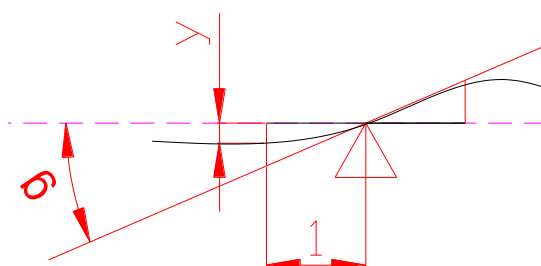
$$y_{\max I} = 0,01571 \text{ } [mm]$$

Dovolený průhyb hřídele I

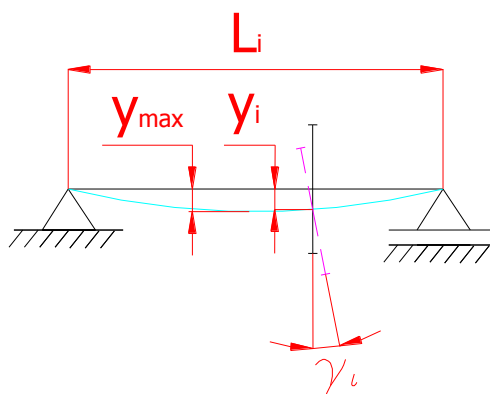
$$y_{D\max} = \frac{1}{3000} \cdot L_{(i)} [mm] \quad (8.45)$$

$$y_{D\max} = \frac{1}{3000} \cdot 312 = 0,104 [mm] \quad (8.46)$$

$$y_{\max I} < y_{D\max} \quad \dots \text{ podmínka max. průhybu hřídele I splněna} \quad (8.47)$$



Obr. 8.3 Naklopení hřídele v místě ložisek



Obr. 8.4 Naklopení v hřídele v místě pod ozubeným kolem

Kontrola torzní deformace hřídele

Výpočet vychází ze vztahu 8.35. Tento hřídel je zatěžován kroutícím momentem dle obr. 8.1, 8.2, na kterém jsou i jednotlivé průměry hřídele. Výpočet je proveden v příloze P5.

$$\phi_i = \frac{T_i \cdot L_i}{G \cdot J_p} [\text{rad}] \Rightarrow \phi_i = T_i \cdot \sum_i^n \frac{L_i}{G \cdot J_p} [\text{rad}] \quad (8.49)$$

$$\phi = \sum_i^n \phi_i = \phi_1 + \phi_2 = 3,086 \cdot 10^{-3} + 1,615 \cdot 10^{-3} = 4,701 \cdot 10^{-3} \quad [^\circ]$$

Dovolené hodnoty plynou z délky hřídele a ze vztahu 1244:

$$\phi_D = \frac{1}{4} \cdot L = \frac{1}{4 \cdot 1000} \cdot 351,2 = 0,088 \quad [^\circ \cdot m^{-1}] \quad (8.49)$$

$$\phi_{D1} = \frac{1}{4} \cdot L_1 = \frac{1}{4 \cdot 1000} \cdot 117,7 = 0,029 \quad [^\circ \cdot m^{-1}]$$

$$\phi_{D2} = \frac{1}{4} \cdot L_2 = \frac{1}{4 \cdot 1000} \cdot 233,5 = 0,058 \quad [^\circ \cdot m^{-1}]$$

$$L = L_1 + L_2 = 117,7 + 233,5 = 351,2 \quad [mm]$$

$$\phi_D > \phi \quad 0,088 > 0,004701$$

$$\phi_{D1} > \phi_1 \quad 0,029 > 0,003086 \quad \dots \text{podmínka zkrutu je splněna.} \quad (8.50)$$

$$\phi_{D2} > \phi_2 \quad 0,058 > 0,001615$$

8.1.3 Určení výsledné dynamické bezpečnosti

Dynamickou kontrolou určím výslednou dynamickou bezpečnost. Všechny dynamické bezpečnosti jsou určeny pomocí přílohy P2 a jejich výsledné hodnoty jsou v tab. 10. Pro průřezy namáhána pouze krutem je určena statická bezpečnost v krutu.

Zde uvedu příklad výpočtu dynamické bezpečnosti pro místo 3, s nejmenší statickou bezpečností. Minimální hodnotu dynamické bezpečnosti volím $k = 1,8$ $[-]$.

$$\alpha_{\sigma} = 2,8 \quad [-], \alpha_K = 3 \quad [-], \sigma_o = 2,2 \quad [MPa], \tau_K = 18 \quad [MPa]$$

Mez únavy vzorku s vrubem

$$\sigma_C^* = \frac{\sigma_{Co} \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta_N} = \frac{220 \cdot 0,8 \cdot 0,86}{2,14} = 70,78 \quad [MPa] \quad (8.51)$$

- součinitel velikosti a jakosti povrchu

$$\varepsilon_v = 0,8 \quad [-] \quad \dots \text{podle [6] str.29 obr. 3.19}$$

$$\eta_p = 0,86 \quad [-] \quad \dots \text{ podle [6] str. 30 obr. 3.20}$$

- vrubový součinitel dle Neuberovy metody

$$\sqrt{A} = 0,45 \quad [mm^{-0,5}] \quad \dots \text{ podle [6] str. 25 obr.3.14.}$$

$$\beta_N = 1 + \frac{\alpha_{\infty} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho}}} = 1 + \frac{2,8 - 1}{1 + \frac{0,45}{\sqrt{0,6}}} = 2,14 \quad [-] \quad (8.52)$$

Únavová bezpečnost v ohybu

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_o} = \frac{70,78}{2,2} = 31,96 \quad [-] \quad (8.53)$$

Statická bezpečnost z krutu

$$k_{\tau} = \frac{\tau_c}{\tau_K \cdot \alpha_K} = \frac{155}{18 \cdot 3} = 2,87 \quad [-] \quad (8.54)$$

Výsledná dynamická bezpečnost

$$k = \frac{k_{\sigma} \cdot k_{\tau}}{\sqrt{k_{\sigma}^2 + k_{\tau}^2}} = \frac{31,96 \cdot 2,87}{\sqrt{31,96^2 + 2,87^2}} = 2,86 \quad [-] \quad (8.55)$$

Tab. 11 Hodnoty potřebné k určení dynamické bezpečnosti pro dané místo

Místo	d	ρ	M_o	T_{li}	W_o	W_K	σ_o	τ_K	α_{∞}
	$[mm]$	$[mm]$	$[N \cdot m]$	$[N \cdot m]$	$[mm^3]$	$[mm^3]$	$[MPa]$	$[MPa]$	$[-]$
1	40,1	0,6	-	346,6	-	6330,4	-	27,4	-
2	45,8	0,2	-	346,6	-	18863,7	-	18,4	-
3	46,1	0,6	21,3	346,6	9618,4	19236,8	2,2	18	2,8
4	52	2,5	154	138,7	13804	27608	11,2	5	1,88
5	57,73	-	190	138,7	18888,8	37777,6	10,1	3,6	-
	α_K	σ_c^*	ε_v	η_p	β_N	k_{σ}	k_{τ}	k	
	$[-]$	$[MPa]$	$[-]$	$[-]$	$[-]$	$[-]$	$[-]$	$[-]$	
1	3	-	-	-	-	-	1,88	-	
2	3	-	-	-	-	-	3,35	-	
3	3	70,78	0,8	0,86	2,14	31,96	2,87	2,86	
4	1,23	91,22	0,81	0,86	1,68	8,14	10,33	6,39	
5	-	-	-	-	-	-	-	-	

Mnou stanovená podmínka dynamické bezpečnosti je splněna.

8.2 NÁVRH HŘÍDELE II

Návrh vychází ze silového rozboru v rovině x-z a y-z. Průběh vnitřních silových účinku je na obr. 8.5, 8.6.

8.2.1 Návrh minimálního průměru hřídele a potřebných délek drážek pro pero

Minimální průměr čepu

Výpočet je proveden stejně jako v kapitole 8.1.1, pomocí přílohy P1, $d_{\min} = 40,293 \text{ [mm]}$,

$$\tau_{II} = 20 \text{ [MPa]}$$

... volím normalizovaný průměr výstupního čepu hřídele $d = 45 \text{ [mm]}$ a normalizovanou délku čepu $l = 82 \text{ [mm]}$.

Minimální délka drážky

- pro výstupní čep

Podle průměru hřídele volím rozměry pera 12x8. Podle přílohy P1 je minimální délka drážky pro pero $l_{\min} = 33,8 \text{ [mm]}$. Volím normalizované pero: **PERO ČSN 02 2562 - 12e7x8x36**.

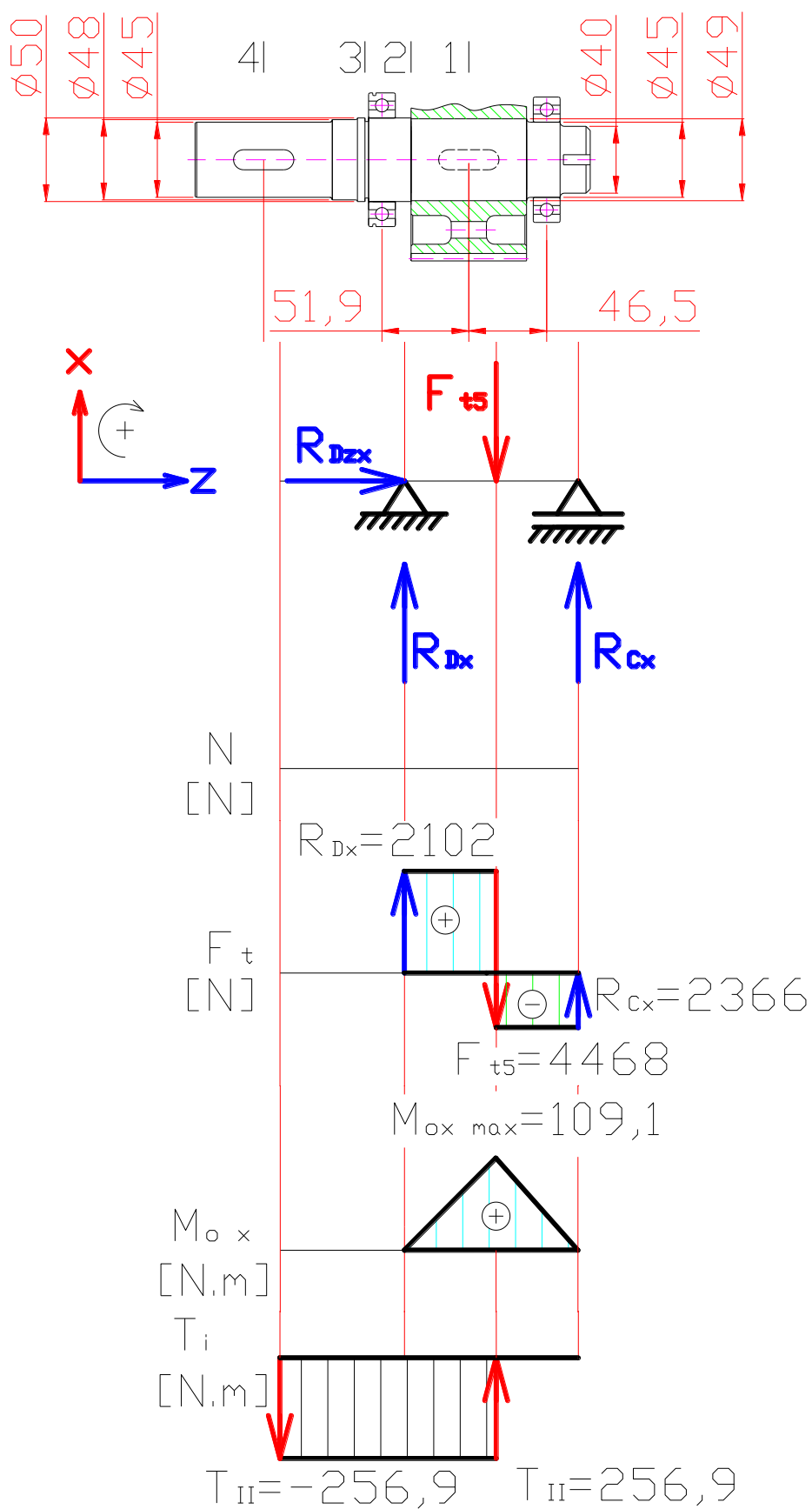
- pro kolo 5

Rozměry pera budou stejné jako pro vstupní čep

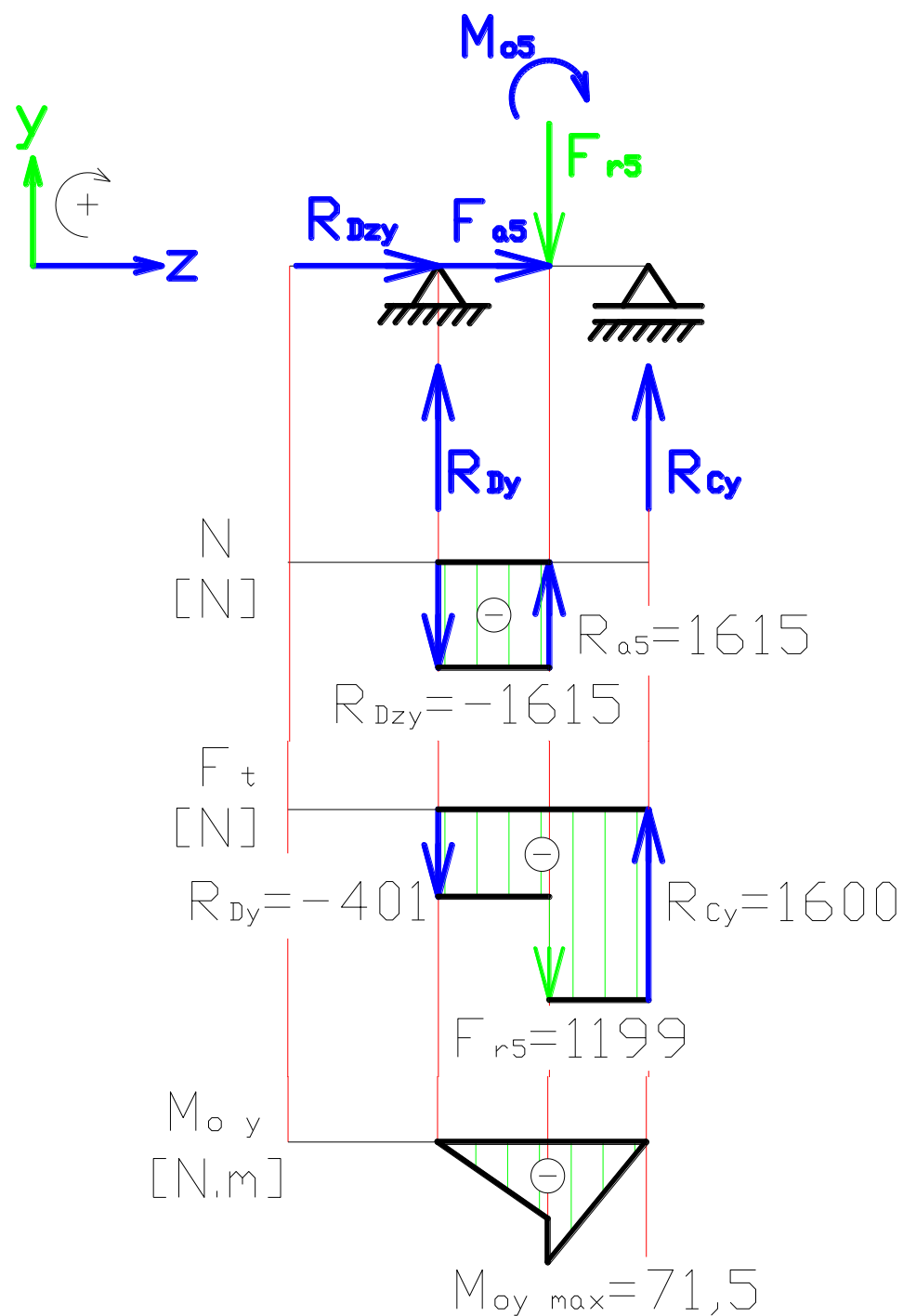
Díky určení minimálního průměru, délek drážek a rozměrům ozubení, je možné podle konstrukčního řešení navrhnout tvar hřídele obr. 8.5.

8.2.2 Statická kontrola hřídele

Vyplývá ze silového rozkladu v záběru ozubení, který je proveden do dvou vzájemně kolmých rovin obr. 8.5, 8.6 a označení kritických průřezu je na obr. 8.5.



Obr. 8.5 Silový rozklad a průběhy vnitřních silových účinků na hřídeli II pro rovinu x-z



Obr. 8.6 Silový rozklad a průběhy vnitřních silových účinků na hřídeli II pro rovinu y-z

Statické rovnice rovnováhy a určení reakcí

- pro rovinu x-z

$$\sum F_{xi} = 0 \rightarrow R_{Dx} - F_{t5} + R_{Cx} = 0 \quad (8.56)$$

$$\sum F_{zi} = 0 \rightarrow R_{Dzx} = 0 \quad (8.57)$$

$$\sum M_{iD} = 0 \rightarrow F_{t5} \cdot 51,9 - R_{Cx} \cdot (51,9 + 46,5) = 0 \quad (8.58)$$

$$R_{Cx} = \frac{F_{t5} \cdot 51,9}{51,9 + 46,5} = \frac{4486 \cdot 51,9}{98,4} = 2366 \text{ [N]} \quad (8.59)$$

$$R_{Dx} = F_{t5} - R_{Cx} = 4468 - 2366 = 2102 \text{ [N]} \quad (8.60)$$

- pro rovinu y-z

$$\sum F_{yi} = 0 \rightarrow R_{Dy} - F_{r5} + R_{Cy} = 0 \quad (8.61)$$

$$\sum F_{zi} = 0 \rightarrow R_{Dzy} + F_{a5} = 0 \quad (8.62)$$

$$\sum M_{iD} = 0 \rightarrow F_{r5} \cdot 51,9 + M_{o5} - R_{Cy} \cdot 98,4 = 0 \quad (8.63)$$

$$R_{Cy} = \frac{F_{r5} \cdot 51,9 + M_{o5}}{98,4} = \frac{1199 \cdot 51,9 + 95200}{98,4} = 1600 \text{ [N]} \quad (8.64)$$

$$R_{Dy} = F_{r5} - R_{Cy} = 1199 - 1600 = -401 \text{ [N]} \quad (8.65)$$

$$R_{Dzy} = -F_{a5} = -1621 \text{ [N]} \quad (8.66)$$

- výsledné rovnice reakcí

$$R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{2366^2 + 1600^2} = 2856,2 \text{ [N]} \quad (8.67)$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{2102^2 + (-401)^2} = 2140 \text{ [N]} \quad (8.68)$$

$$R_{Dz} = \sqrt{R_{Dzx}^2 + R_{Dzy}^2} = \sqrt{0 + (-1621)^2} = 1621 \text{ [N]} \quad (8.69)$$

Výpočet ohybových momentů

- maximální moment v rovině x-z

$$M_{ox} = R_{Dx} \cdot 46,5 = 2102 \cdot 51,9 = 109093,8 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (8.70)$$

- maximální moment rovině y-z

$$M_{oy} = R_{Dy} \cdot 51,9 + M_{o5} = -401 \cdot 51,9 + 95200 = 71500,9 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (8.71)$$

- výsledný maximální moment

$$M_{o \max} = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{109,0938^2 + 71,5009^2} = 130,4 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (8.72)$$

Ohybový moment v kontrolovaných místech

$$M_{o1} = M_{o \max} \quad (8.73)$$

$$M_{o2} = R_D \cdot 17,4 = 2140 \cdot 17,4 = 37236 \text{ [N} \cdot \text{mm]} = 37,2 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (8.74)$$

Výpočet statické bezpečnosti v kontrolovaných průřezích

Výpočet je proveden stejně jako pro hřídel I s rozměry hřídele dle obr. 8.5. Výsledky statické bezpečnosti jsou v tab. 12. Všechny bezpečnosti jsou vyhovující.

Kontrola ohybových deformací

Průhyb určen pomocí programu [4]. Detailní hodnoty jsou v příloze CD – hřídel – soubory II.

$$y_{51} = 2,627 \cdot 10^{-3} \text{ [mm]}, \quad y_{52} = 2,619 \cdot 10^{-3} \text{ [mm]}, \quad y_{\max} = 2,627 \cdot 10^{-3} \text{ [mm]},$$

$$y_C = 8 \cdot 10^{-5} \text{ [mm]}, \quad y_D = 7,5 \cdot 10^{-5} \text{ [mm]}, \quad L_{II} = 98,4 \text{ [mm]}$$

Průhyb hřídele ve středu náboje kola 5

$$y_5 = y_{51} - y_{52} = 2,627 \cdot 10^{-3} - 2,619 \cdot 10^{-3} = 0,000008 \text{ [mm]} \quad (8.75)$$

$$y_{51} < y_D = 0,01 \cdot m_n$$

$$0,002627 < 0,01 \cdot 2 \quad \dots \text{ podmínka dovoleného průhybu pod kolem 5 splněna} \quad (8.76)$$

$$0,002627 < 0,02$$

Dovolený průhyb hřídele II

$$y_{D\max} = \frac{1}{3000} \cdot L_{(i)} \text{ [mm]} \quad (8.77)$$

$$y_{D\max} = \frac{1}{3000} \cdot 98,4 = 0,0328 \text{ [mm]} \quad (8.78)$$

$$y_{\max I} < y_{D\max}$$

$$0,002627 < 0,0328 \quad \dots \text{ podmínka max. průhybu hřídele II splněna} \quad (8.79)$$

- úhel natočení kroužků ložisek

$$\gamma_C = \arctg\left(\frac{y_C}{1}\right) = \arctg\left(\frac{8 \cdot 10^{-5}}{1}\right) = 0,0046 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (8.80)$$

$$\gamma_D = \arctg\left(\frac{y_D}{1}\right) = \left(\frac{7,5 \cdot 10^{-5}}{1}\right) = 0,0043 \text{ } [^\circ] \quad (8.81)$$

Připustné naklopení kroužků kuličkových ložisek je od 0,0112 do 0,0166 $[^\circ]$.

$\gamma_C, \gamma_D < \gamma_{Dov}$... podmínka naklopení kroužků ložisek splněna

- natočení středového průřezu kola 5

$$\gamma_5 = \arctg\left(\frac{y_5}{1}\right) = \arctg\left(\frac{0,000008}{1}\right) = 0,00046 \text{ } [^\circ] \quad (8.82)$$

Dovolené hodnoty se pohybují od 0,0148 do 0,0412 $[^\circ]$.

$\gamma_1, \gamma_4 < \gamma_D$... podmínka dovoleného natočení středového průřezu
ozubeného kola splněna

Kontrola torzní deformace hřídele

Úhel zkroucení je vypočten v příloze P2.

$\phi_D > \phi_{II}$ podmínka zkrotu je splněna
0,034 > 0,002619

8.2.3 Dynamická kontrola hřídele

Dynamická kontrola je určena pomocí přílohy P3 a potřebné hodnoty i hodnoty dynamické bezpečnosti jsou v tab. 12. U míst která nejsou namáhána ohybovým momentem, je určena statická bezpečnost z krutu.

Tab. 12 Výsledné hodnoty v kontrolovaných místech pro určení dynamické bezpečnosti

Místo	d	ρ	M_o	T_{II}	W_o	W_K	σ_o	τ_K	α_{σ}	α_K
	[mm]	[mm]	[Nm]	[Nm]	[mm ³]	[mm ³]	[MPa]	[MPa]	[–]	[–]
1	49	0,6	130,4	256,9	8420	16840	15,5	15,3	2,8	3
2	49	0,5	37,2	256,9	11550	23100	3,2	11,1	2,24	1,82
3	45,8	0,2	-	256,9	-	18860	-	13,6	-	3
4	45	0,6	-	256,9	-	12661	-	20,3	-	3
	σ_r	k_s	ε_v	η_p	β_N	σ_C^*	k_σ	k_τ	k	
	[MPa]	[–]	[–]	[–]	[–]	[MPa]	[–]	[–]	[–]	
1	90,4	3,32	0,8	0,86	2,14	70,8	4,57	2,38	2,72	
2	35,8	8,38	0,8	0,86	1,78	86,1	26,73	7,66	7,36	
3	40,8	7,35	-	-	-	-	-	3,79	-	
4	60,9	4,93	-	-	-	-	-	2,54	-	

Všechny kontrolované průřezy vyhověly podmínce minimální dynamické bezpečnosti.

8.3 Návrh hřídele III

Jelikož střed náboje kola 2 není přesně ve středu šířky ozubení, vzniká v rovině y-z od radiální síly přídavný ohybový moment M_{o22} , jak je vidět na obr. 8.8. Silový rozklad je proveden na obr. 8.7, 8.8.

8.3.1 Návrh minimálního průměru hřídele a potřebných délek drážek pro pero

Minimální průměr čepu

Výpočet je proveden stejně jako v kapitole 8.2.1, pomocí přílohy P3, programem Mathcad.

$$d_{\min} = 32,299 \text{ [mm]}$$

... volím normalizovaný průměr výstupního čepu $d = 35 \text{ [mm]}$ a normalizovanou délku čepu $l = 58 \text{ [mm]}$.

Drážky pro pero

- výstupní čep

Průměru čepu odpovídá pero s rozměry 6x6 a podle přílohy P1 je minimální délka drážky na výstupním čepu $l_{\min} = 27,9 \text{ [mm]}$. Volím normalizovaný rozměr délky pera $l = 28 \text{ [mm]}$ s perem: **PERO ČSN 02 2562 6e7x6x28** s rozměry drážky:

$$b = 8 \text{ [mm]}, t = 4,1 \text{ [mm]}, \rho = 0,4 \text{ [mm]}$$

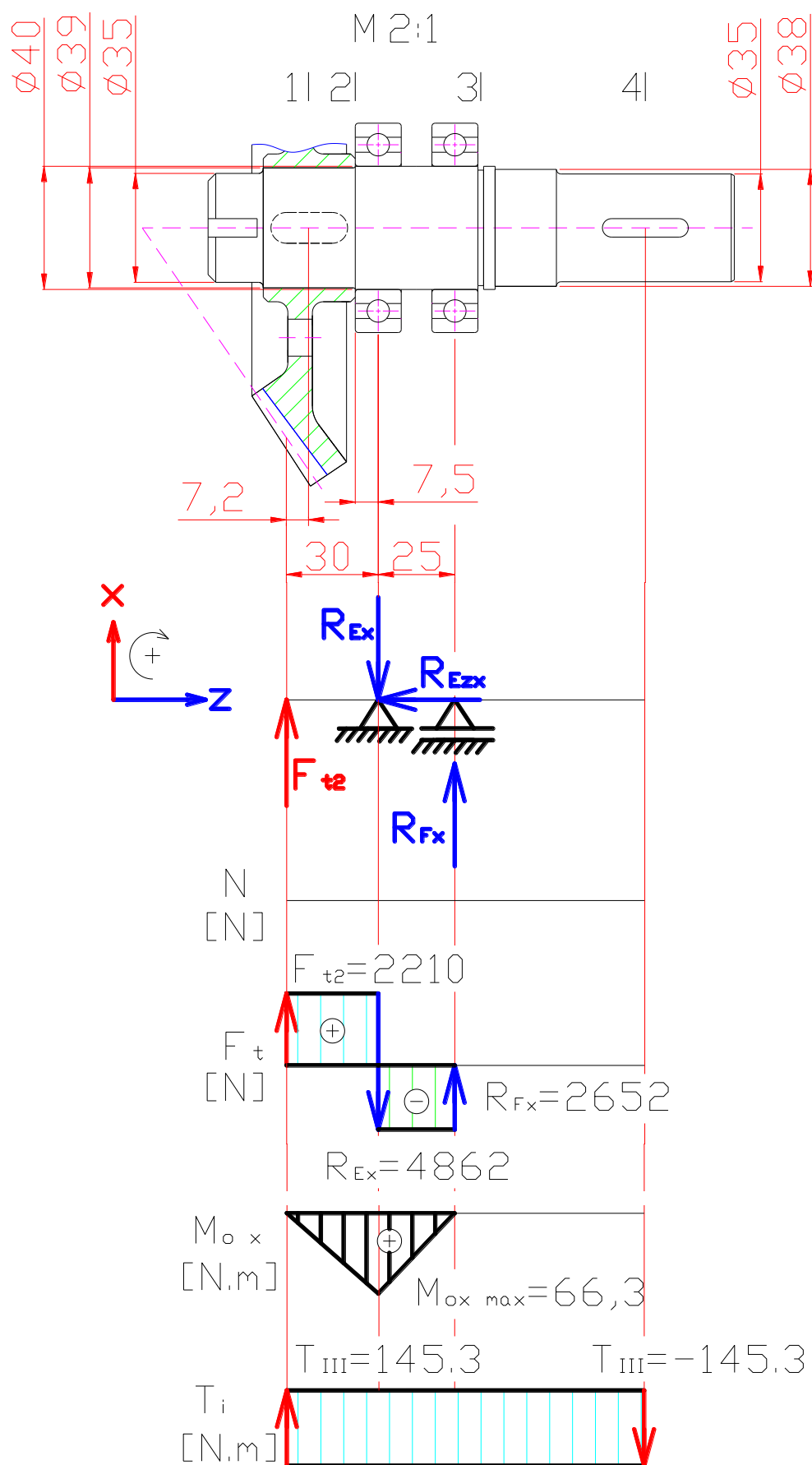
- pro kolo 2

Z konstrukčního řešení je průměr hřídele pod kolem 2 $d = 39 \text{ [mm]}$ (obr. 8.7). Tomu odpovídají rozměry pera 10x8. Dle přílohy P1 je minimální délka drážky pera $l_{\min} = 24,5 \text{ [mm]}$. Volím normalizovanou délku $l = 25 \text{ [mm]}$ s perem: **PERO ČSN 02 2562 - 10e7x8x25**, s rozměry drážky:

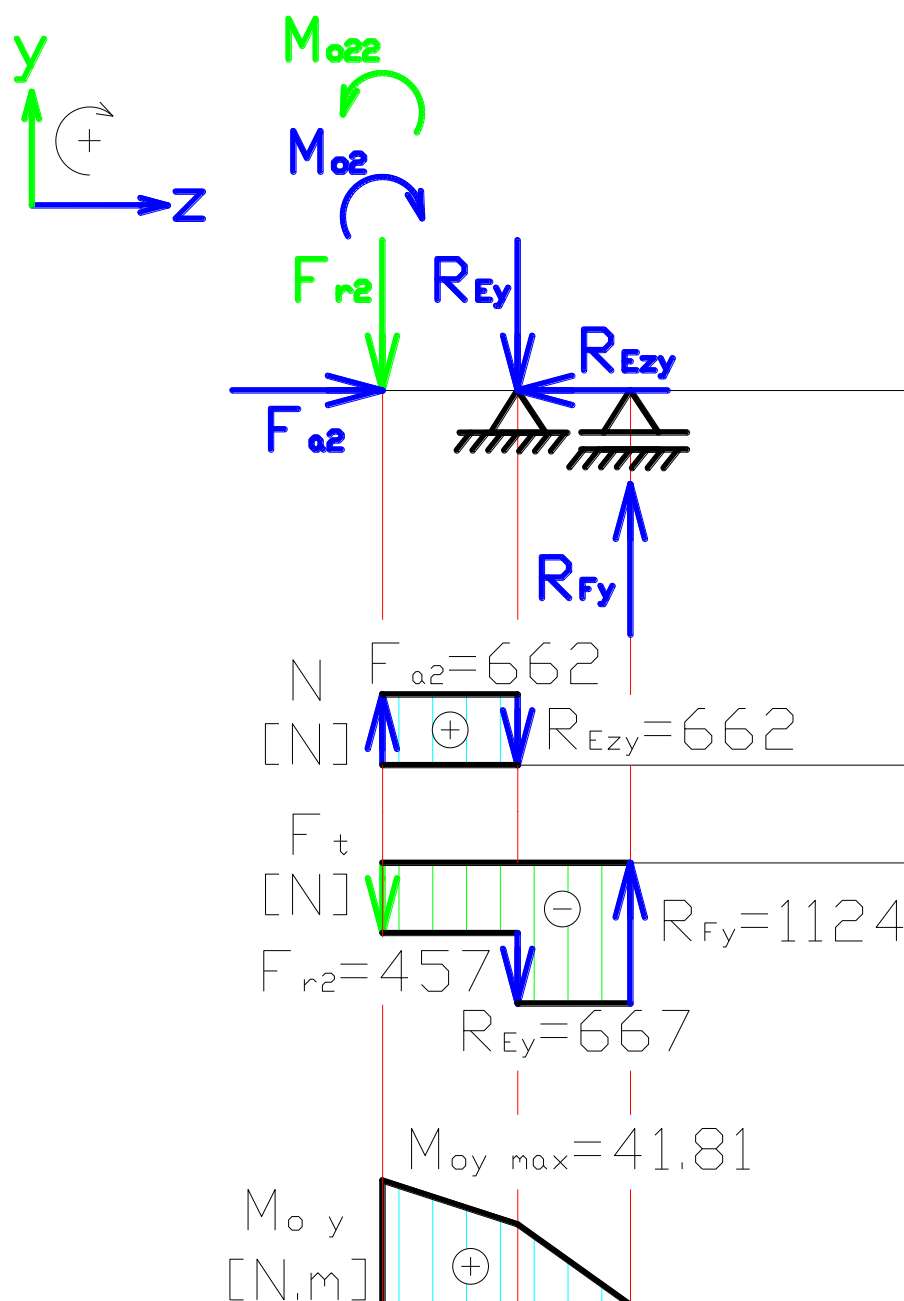
$$b = 10 \text{ [mm]}, t = 4,7 \text{ [mm]}, \rho = 0,4 \text{ [mm]}$$

8.3.2 Statická kontrola hřídele

Vychází ze silového rozboru do dvou vzájemně kolmých rovin x-z a y-z. Rozbor je proveden na obr. 8.7 a 8.8. na obr. 8.7 jsou označeny kritické průřezy hřídele.



Obr. 8.7 Silový rozklad a průběhy vnitřních silových účinků na hřídeli III v rovině x-z



Obr. 8.8 Silový rozklad a průběhy vnitřních silových účinků na hřídeli III v rovině x-z

Statické rovnice rovnováhy a určení ohybových momentů

- pro rovinu x-z

$$\sum F_{xi} = 0 \rightarrow R_{Fx} - R_{Ex} + F_{t2} = 0 \quad (8.83)$$

$$\sum F_{zi} = 0 \rightarrow R_{Ezx} = 0 \quad (8.84)$$

$$\sum M_{iE} = 0 \rightarrow F_{t2} \cdot 30 - R_{Fx} \cdot 25 = 0 \quad (8.85)$$

$$R_{Fx} = \frac{F_{t2} \cdot 30}{25} = \frac{2210 \cdot 30}{25} = 2652 \text{ [N]} \quad (8.86)$$

$$R_{Ex} = R_{Fx} + F_{t2} = 2652 + 2210 = 4862 \text{ [N]} \quad (8.87)$$

- pro rovinu y-z

$$\sum F_{yi} = 0 \rightarrow R_{Fy} - R_{Ey} - F_{r2} = 0 \quad (8.88)$$

$$\sum F_{zi} = 0 \rightarrow F_{a2} - R_{Ezy} = 0 \quad (8.89)$$

$$\sum M_{iE} = 0 \rightarrow -R_{Fy} \cdot 25 - F_{r2} \cdot 30 + M_{o2} - M_{o22} = 0 \quad (8.90)$$

$$R_{Fy} = \frac{-F_{r2} \cdot 30 + M_{o2} - M_{o22}}{25} = \frac{-457 \cdot 30 + 45100 - 457 \cdot 7,2}{25} = 1124 \text{ [N]} \quad (8.91)$$

$$R_{Ey} = -F_{r2} + R_{Fy} = -457 + 1124 = 667 \text{ [N]} \quad (8.92)$$

$$R_{Ezy} = F_{a2} = 662 \text{ [N]} \quad (8.93)$$

Výsledné rovnice reakcí

$$R_E = \sqrt{R_{Ex}^2 + R_{Ey}^2} = \sqrt{4862^2 + 667^2} = 4907,5 \text{ [N]} \quad (8.94)$$

$$R_F = \sqrt{R_{Fx}^2 + R_{Fy}^2} = \sqrt{2652^2 + 1124^2} = 2880,4 \text{ [N]} \quad (8.95)$$

$$R_{Ez} = \sqrt{R_{Bzx}^2 + R_{Ezy}^2} = \sqrt{0 + 662^2} = 662 \text{ [N]} \quad (8.96)$$

Výpočet ohybových momentů

- maximální moment v rovině x-z

$$M_{ox} = F_{t2} \cdot 30 = 2210 \cdot 30 = 66300 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (8.97)$$

- maximální moment rovině y-z

$$M_{oy} = R_{Ey} \cdot 30 - R_{Fy} \cdot (25 + 30) = 667 \cdot 30 - 1124 \cdot (25 + 30) = -41810 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (8.98)$$

- výsledný maximální moment

$$M_{o \max} = \sqrt{M_{ox}^2 + (R_{Fy} \cdot 25)^2} = \sqrt{66300^2 + (-1124 \cdot 25)^2} = 72009 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (8.99)$$

Ohybový moment v kontrolovaných místech

$$M_{o1} = M_{o \max} \quad (8.100)$$

$$\begin{aligned} M_{o2} &= \sqrt{[R_{Fx} \cdot (25 + 7,5) - R_{Ex} \cdot 7,5]^2 + [R_{Fy} \cdot (25 + 7,5) - R_{Ey} \cdot 7,5]^2} = \\ &= \sqrt{(2652 \cdot 32,5 - 4862 \cdot 7,5)^2 + (1124 \cdot 32,5 - 667 \cdot 7,5)^2} = 58877,5 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \end{aligned} \quad (8.101)$$

Výpočet statické bezpečnosti v kontrolovaných průřezích

Výpočet je proveden stejně jako pro hřídel I s rozměry dle obr. 8.7. Výsledné hodnoty jsou určeny pomocí přílohy P2 a výsledky jsou v tab. 13.

Kontrola ohybových deformací

Průhyb určen pomocí programu [4]. Detailní hodnoty jsou v příloze CD – hřídel – soubory

$$\begin{aligned} \text{III. } y_{21} &= 1,100 \cdot 10^{-3} \text{ [mm]}, \quad y_{22} = 1,022 \cdot 10^{-3} \text{ [mm]}, \quad y_{\max II} = 3,752 \cdot 10^{-3} \text{ [mm]}, \\ y_E &= 1,7 \cdot 10^{-5} \text{ [mm]}, \quad y_F = 9 \cdot 10^{-6} \text{ [mm]}, \quad L_{III} = 166 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

Průhyb hřídele ve středu náboje kola 2

$$\begin{aligned} y_{21} &< y_D = 0,005 \cdot m_t \\ 0,0011 &< 0,005 \cdot 3 \quad \dots \text{ podmínka dovoleného průhybu pod kolem 2 splněna} \quad (8.102) \\ 0,0011 &< 0,015 \end{aligned}$$

Dovolený průhyb hřídele II

$$y_{D\max} = \frac{1}{3000} \cdot L_{(i)} \text{ [mm]} \quad (8.103)$$

$$y_{D\max} = \frac{1}{3000} \cdot 166 = 0,055 \text{ [mm]}$$

$$\begin{aligned} y_{\max II} &< y_{D\max} \\ 0,003752 &< 0,055 \quad \dots \text{ podmínka max. průhybu hřídele I splněna} \quad (8.104) \end{aligned}$$

- úhel natočení kroužků ložisek

$$\gamma_E = \arctg\left(\frac{y_E}{1}\right) = \arctg\left(\frac{1,7 \cdot 10^{-5}}{1}\right) = 0,00097 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (8.105)$$

$$\gamma_F = \arctg\left(\frac{y_F}{1}\right) = \left(\frac{9 \cdot 10^{-6}}{1}\right) = 0,00052 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (8.106)$$

Přípustné naklopení kroužků γ_{Dov} kuličkových ložisek je od 0,0112 do 0,0166 $[\circ]$.

$\gamma_E, \gamma_F < \gamma_{\text{Dov}}$... podmínka naklopení kroužků ložisek splněna

- natočení středového průřezu kola 5

$$y_2 = y_{21} - y_{22} = 1,100 \cdot 10^{-3} - 1,022 \cdot 10^{-3} = 0,000078 \text{ [mm]} \quad (8.107)$$

$$\gamma_2 = \arctg\left(\frac{y_2}{1}\right) = \arctg\left(\frac{0,000078}{1}\right) = 0,0045 \text{ } [\circ] \quad (8.108)$$

Dovolené hodnoty se pohybují od 0,0148 do 0,0412 $[\circ]$.

$\gamma_1, \gamma_4 < \gamma_D$... podmínka dovoleného natočení středového průřezu splněna

Kontrola torzní deformace hřídele

Úhel zkroucení je vypočten v příloze P5.

$\phi_D > \phi_{III}$ podmínka zkrutu je splněna.
 $0,028 > 0,00280$

8.3.3 Výpočet dynamické bezpečnosti v kontrolovaných průřezech

Výpočet vychází ze stejného principu, jaký byl použit v kapitole 8.1.5. Výsledné hodnoty jsou shrnuty v tab. 13. Výpočet je proveden pomocí přílohy P2.

Tab. 13 Výsledné hodnoty v kontrolovaných průřezech

Místo	d	ρ	M_o	T_{III}	W_o	W_K	σ_o	τ_K	$\alpha_{\sigma o}$	α_K
	[mm]	[mm]	[Nm]	[Nm]	[mm ³]	[mm ³]	[MPa]	[MPa]	[–]	[–]
1	39	0,4	72	145,3	3962	7923	18,2	18,33	2,8	3,25
2	39	0,5	58,9	145,3	5823,6	11650	10	12,5	2,3	1,82
3	37,5	0,2	-	145,3	-	10354	-	14,0	-	3
4	35	0,4	-	145,3	-	6137	-	23,7	-	2,75
	σ_r	k_s	ε_v	η_p	β_N	σ_C^*	k_σ	k_τ	k	
	[MPa]	[–]	[–]	[–]	[–]	[MPa]	[–]	[–]	[–]	
1	115,1	2,61	0,83	0,86	2,05	76,5	4,21	2,60	2,21	
2	45,5	6,59	0,83	0,86	1,79	87,5	88,79	6,82	5,39	
3	72,9	4,11	-	-	-	-	-	3,68	-	
4	112,9	2,66	-	-	-	-	-	2,38	-	

8.4 NÁVRH HŘÍDELE IV

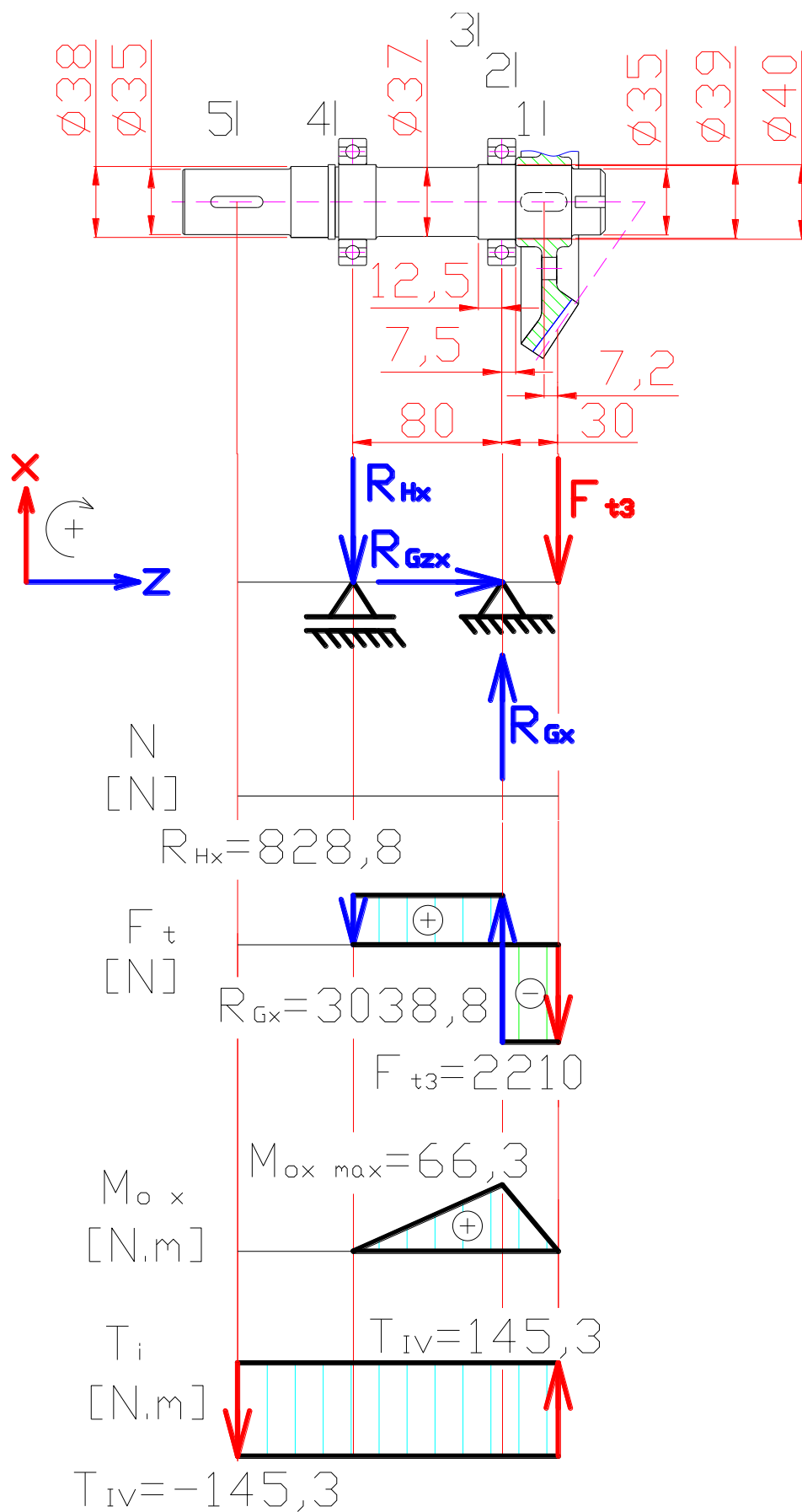
Na obr. 8.9, 8.10 je proveden silový rozklad do dvou vzájemně kolmých směrů x-z a y-z a výsledné vnitřní silové účinky.

8.4.1 Návrh minimálního průměru hřídele a potřebných délek drážek pro pero

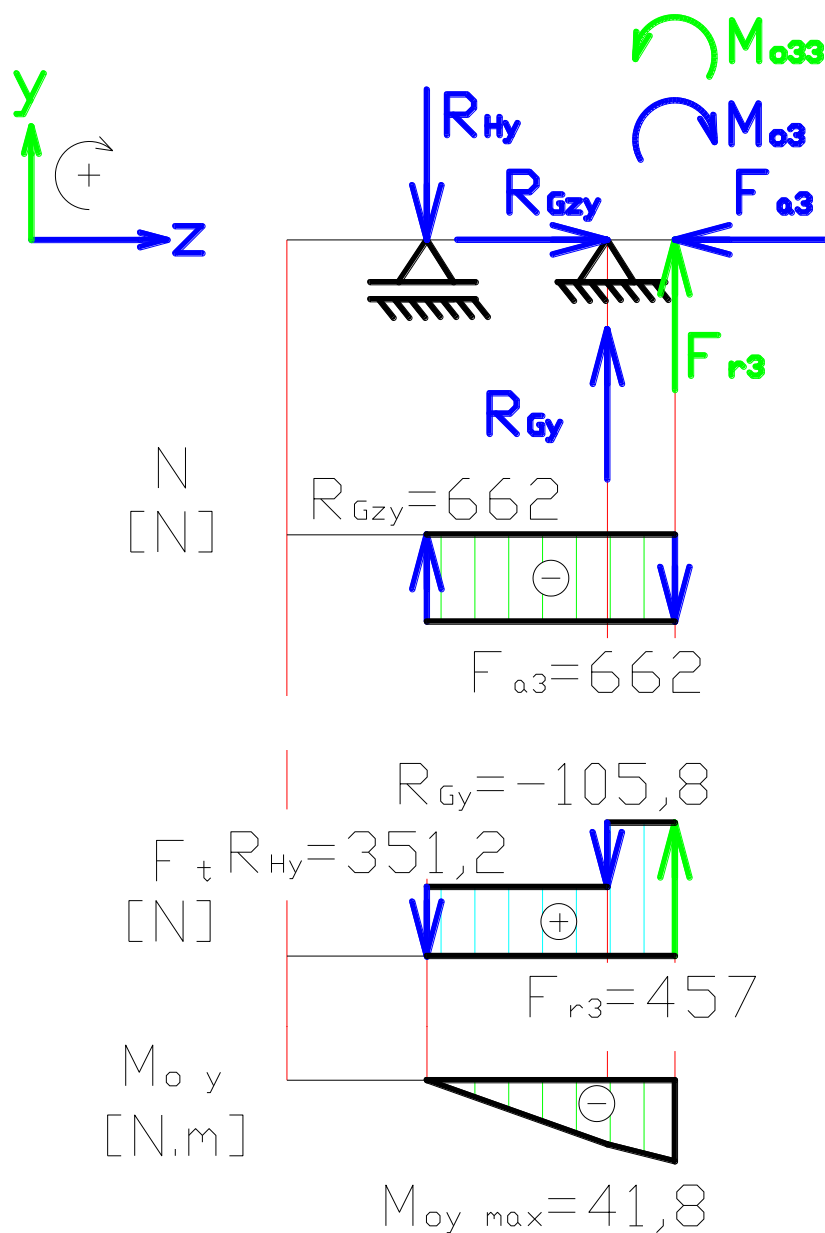
Z konstrukce rozvodovky a ze zadání, jsou rozměry tohoto průměru stejné jako u hřídele III. To rovněž platí i pro rozměry a délky drážek pro pero.

8.4.2 Výpočet reakcí a ohybových momentů

Vychází ze silového rozboru do dvou vzájemně kolmých rovin x-z a y-z. Rozbor je proveden na obr. 8.7 a 8.8.



Obr. 8.9 Silový rozklad a průběhy vnitřních silových účinků na hřídeli IV v rovině x-z



Obr. 8.10 Silový rozklad a průběhy vnitřních silových účinků na hřídeli IV v rovině x-z

Určení reakcí a ohybových momentů

- pro rovinu x-z

$$\sum F_{xi} = 0 \rightarrow -F_{t3} + R_{Gx} - R_{Hx} = 0 \quad (8.109)$$

$$\sum F_{zi} = 0 \rightarrow R_{Gzx} = 0 \quad (8.110)$$

$$\sum M_{iG} = 0 \rightarrow F_{t3} \cdot 30 - R_{Hx} \cdot 80 = 0 \quad (8.111)$$

$$R_{Hx} = \frac{F_{t3} \cdot 30}{80} = \frac{2210 \cdot 30}{80} = 828,8 \text{ [N]} \quad (8.112)$$

$$R_{Gx} = R_{Hx} + F_{t3} = 828,8 + 2210 = 3038,8 \text{ [N]} \quad (8.113)$$

- pro rovinu y-z

$$\sum F_{yi} = 0 \rightarrow F_{r3} + R_{Gy} - R_{Hy} = 0 \quad (8.114)$$

$$\sum F_{zi} = 0 \rightarrow F_{a3} - R_{Gzy} = 0 \quad (8.115)$$

$$\sum M_{iG} = 0 \rightarrow -F_{r3} \cdot 30 - R_{Hy} \cdot 80 + M_{o3} - M_{o33} = 0 \quad (8.116)$$

$$R_{Hy} = \frac{-F_{r3} \cdot 30 + M_{o3} - M_{o33}}{80} = \frac{-457 \cdot 30 + 45100 - 457 \cdot 7,2}{80} = 351,2 \text{ [N]} \quad (8.117)$$

$$R_{Gy} = R_{Hy} - F_{r3} = 351,2 - 457 = -105,8 \text{ [N]} \quad (8.118)$$

$$R_{Gzy} = F_{a2} = 662 \text{ [N]} \quad (8.119)$$

- rovnice výsledných reakcí

$$R_G = \sqrt{R_{Gx}^2 + R_{Gy}^2} = \sqrt{3038,8^2 + (-105,8)^2} = 3040,6 \text{ [N]} \quad (8.120)$$

$$R_H = \sqrt{R_{Hx}^2 + R_{Hy}^2} = \sqrt{828,8^2 + 351,2^2} = 900,1 \text{ [N]} \quad (8.121)$$

$$R_{Gz} = \sqrt{R_{GBzx}^2 + R_{Gzy}^2} = \sqrt{0 + 662^2} = 662 \text{ [N]} \quad (8.122)$$

Výpočet ohybových momentů

- maximální moment v rovině x-z

$$M_{ox} = F_{t3} \cdot 30 = 2210 \cdot 30 = 66300 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (8.123)$$

- maximální moment rovině y-z

$$M_{oy} = R_{Hy} \cdot (30 + 80) - R_{Gy} \cdot 30 = 351,2 \cdot 110 + 105,8 \cdot 30 = 41806 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (8.124)$$

- výsledný maximální moment

$$M_{o \max} = \sqrt{M_{ox}^2 + (-R_{Hy} \cdot 80)^2} = \sqrt{66300^2 + (-351,2 \cdot 80)^2} = 72007 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (8.125)$$

Ohybový moment v kontrolovaných místech

$$M_{o1} = M_{oy} \quad (8.126)$$

$$\begin{aligned} M_{o2} &= \sqrt{[R_{Hx} \cdot (80 + 7,5) - R_{Gx} \cdot 7,5]^2 + [R_{Hy} \cdot (80 + 7,5) - R_{Hy} \cdot 7,5]^2} = \\ &= \sqrt{(828,8 \cdot 87,5 - 3038,8 \cdot 7,5)^2 + (351,2 \cdot 87,5 + 105,8 \cdot 7,5)^2} = 58878,7 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \end{aligned} \quad (8.127)$$

$$\begin{aligned}
 M_{o3} &= \sqrt{[-R_{Hx} \cdot (80 - 12,5)]^2 + [R_{Hy} \cdot (80 - 12,5)]^2} = \\
 &= \sqrt{(828,8 \cdot 67,5)^2 + (351,2 \cdot 67,5)^2} = 60759,4 \text{ [N} \cdot \text{mm]}
 \end{aligned}
 \tag{8.128}$$

Výpočet statické bezpečnosti v kontrolovaných průřezích

Výpočet je proveden stejně jako pro hřídel I s rozměry dle obr. 8.9. Výsledné hodnoty jsou v tab. 14.

Kontrola ohybových deformací

Průhyb určen pomocí programu [4]. Detailní hodnoty jsou v příloze CD – hřídel – soubory

$$IV. \quad y_{31} = 2,108 \cdot 10^{-3} \text{ [mm]}, \quad y_{32} = 1,985 \cdot 10^{-3} \text{ [mm]}, \quad y_{\max IV} = 6,303 \cdot 10^{-3} \text{ [mm]},$$

$$y_G = 4,1 \cdot 10^{-5} \text{ [mm]}, \quad y_H = 7,4 \cdot 10^{-5} \text{ [mm]}, \quad L_{IV} = 166 \text{ [mm]}$$

Průhyb hřídele ve středu náboje kola 3

$$y_{31} < y_D = 0,005 \cdot m_t$$

$$0,002108 < 0,005 \cdot 3 \quad \dots \text{ podmínka dovoleného průhybu pod kolem 2 splněna} \tag{8.129}$$

$$0,002108 < 0,015$$

Dovolený průhyb hřídele IV

$$y_{D\max} = \frac{1}{3000} \cdot 226,7 = 0,0756 \text{ [mm]} \tag{8.130}$$

$$y_{\max IV} < y_{D\max}$$

$$0,006303 < 0,055 \quad \dots \text{ podmínka max. průhybu hřídele IV splněna}$$

- úhel natočení kroužků ložisek

$$\gamma_G = \arctg\left(\frac{y_G}{1}\right) = \arctg\left(\frac{7,4 \cdot 10^{-5}}{1}\right) = 0,00424 \text{ [}^\circ\text{]} \tag{8.131}$$

$$\gamma_H = \arctg\left(\frac{y_H}{1}\right) = \left(\frac{4,1 \cdot 10^{-5}}{1}\right) = 0,00235 \text{ [}^\circ\text{]} \tag{8.132}$$

Přípustné naklopení kroužků γ_{Dov} kuličkových ložisek je od 0,0112 do 0,0166 [°].

$$\gamma_E, \gamma_F < \gamma_{Dov} \quad \dots \text{ podmínka naklopení kroužků ložisek splněna}$$

- natočení středového průřezu kola 5

$$y_3 = y_{31} - y_{32} = 2,108 \cdot 10^{-3} - 1,985 \cdot 10^{-3} = 0,000123 \text{ [mm]} \quad (8.133)$$

$$\gamma_3 = \arctg\left(\frac{y_3}{1}\right) = \arctg\left(\frac{0,000123}{1}\right) = 0,007 \text{ [°]} \quad (8.134)$$

Dovolené hodnoty se pohybují od 0,0148 do 0,0412 [°].

$\gamma_3 < \gamma_D$... podmínka dovoleného natočení středového průřezu splněna

Kontrola torzní deformace hřídele

Úhel zkroucení je vypočten v příloze P5.

$\phi_D > \phi_{IV}$ podmínka zkrutu je splněna.
 $0,041 > 0,003731$

8.4.3 Dynamické bezpečnosti v kontrolovaných místech

Výpočet vychází ze stejného principu, jaký byl použit v kapitole 8.1.3. Výsledné hodnoty jsou shrnuty v tab. 14. Je zřejmé že hodnoty ohybových a kroutících momentů v místech 1, 2, 4, 5 jsou stejné jako pro hřídel III. Proto nebudu znovu tyto místa kontrolovat, protože výsledky jsou stejné jako v tab. 13

Tab. 14 Výsledné hodnoty v kontrolovaném místě pro určení dynamické bezpečnosti

Místo	d	ρ	M_o	T_{IV}	W_o	W_K	σ_o	τ_K	α_{σ}	α_K
	[mm]	[mm]	[Nm]	[Nm]	[mm ³]	[mm ³]	[MPa]	[MPa]	[–]	[–]
3	37	1,5	60,8	145,3	4973	9946	12,2	14,6	1,85	1,3
	σ_r	k_s	ε_v	η_p	β_N	σ_C^*	k_σ	k_τ	k	
	[MPa]	[–]	[–]	[–]	[–]	[MPa]	[–]	[–]	[–]	
3	39,9	7,52	0,86	0,86	1,62	100,3	8,21	8,16	5,79	

Vypočtené hodnoty statické a dynamické bezpečnosti pro tento hřídel jsou vyhovující.

9 VÝPOČET LOŽISEK

Při řešení konstrukce rozvodovky jsem použil ložiska firmy SKF. Proto je i životnost počítaná podle této firmy. Reakce v podporách byl určeny v kapitole 8, pro nejvyšší hladinu zátěže. Pro ostatní hladiny bude platit stejný poměr jako v tab.1.

9.1 VOLBA A MAZÁNÍ LOŽISEK

Pro mazání rozvodové skříně volím převodový olej MOBILGEAR 460 s viskozitní třídou ISO 460 pro průmyslové převodovky, s velmi vysokými tlaky v ozubení. Je vhodný pro pomaluběžné převodovky s kuželovým i čelním soukolím.

- viskozita použitého oleje při teplotě 40 [°C] je 460 [mm²/s]

Pracovní teplotu rozvodovky volím $T = 55$ [°C].

Olej se bude dostávat k ložiskům A-D rozstříkem. Pro ložiska E-H je potřeba provést konstrukční úpravu skříně a ložiskového tělesa, aby byla ložiska dostatečně mazána. Úprava spočívá ve vytvoření otvorů v horní části trubkového tělesa a

Volba ložisek je zřejmá z konstrukčního řešení, kde jsou v rozvodovce použita kuličková ložiska tab. 15. Kuličková ložiska jsou použita z těchto důvodů: přijatelná cena, velká dostupnost na trhu, působení středního zatížení, malé deformace hřídelů a malé ztráty třením.

Tab. 15 Parametry jednotlivých ložisek

	Označení	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C_o [kN]	P_u [kN]	n_{eq} [min ⁻¹]	f_o [—]	k_r [—]	m [kg]
A	6010 [*] N	50	80	16	22,9	16	0,71	11000	15	0,025	0,26
B	6010 [*]	50	80	16	22,9	16	0,71	11000	15	0,025	0,26
C	6009 [*]	45	75	16	22,1	14,6	0,64	12000	15	0,025	0,25
D	6010 [*] N	50	80	16	22,9	16	0,71	11000	15	0,025	0,26
E	6008 [*]	40	68	15	17,8	11,6	0,49	14000	15	0,025	0,19
F	6008 [*]	40	68	15	17,8	11,6	0,49	14000	15	0,025	0,19
G	6008 [*]	40	68	15	17,8	11,6	0,49	14000	15	0,025	0,19
H	6008 [*]	40	68	15	17,8	11,6	0,49	14000	15	0,025	0,19

* ložiska SKF explorer

9.2 KONTROLA DYNAMICKÉ ÚNASNOSTI LOŽISKA

Zde uvedu názorný příklad výpočtu životnosti, pro ložisko B. Pro ostatní ložiska je výpočet proveden pomocí přílohy P4. Výsledné hodnoty životnosti dle SKF jsou v tab. 16.

- ekvivalentní dynamické zatížení ložiska pro danou hladinu zátěže

$$P_i = X_i \cdot R_B + Y_i \cdot R_{Bz} \quad (9.1)$$

$$P_1 = X_{11} \cdot R_{B1} + Y_{11} \cdot R_{Bz1} = 0,56 \cdot 677 + 2,129 \cdot 285 = 986 \text{ [N]}$$

$$P_2 = 767,9 \text{ [N]}$$

$$P_3 = 626,7 \text{ [N]} \dots \text{určeny dle přílohy P4}$$

Koeficienty X,Y pro první hladinu zátěže se určí:

$$\frac{F_a}{F_r} < e \rightarrow P = F_r, \quad (X = 1, Y = 0) \quad (9.2)$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow P \neq F_r, \quad (X, Y - \text{závislé na hodnotě } e \text{ z katalogu})$$

$$\frac{R_{Bz1}}{R_{B1}} = \frac{285}{679} < 0,207$$

$0,42 > 0,207 \rightarrow$ podle e určit X_{11}, Y_{11}

Určení součinitele e

$$\frac{f_o \cdot F_a}{C_o} = \frac{f_o \cdot R_{Bz1}}{C_o} = \frac{15 \cdot 285}{22900} = 0,187 \text{ [-]} \quad (9.3)$$

Z katalogu kuličkových ložisek určím pomocí lineární interpolace hodnotu e [12], str. 14, tab. 5.

$$e_{11} = 0,207 \text{ [-]}, \quad e_{11} = 0,0195 \text{ [-]}, \quad e_{33} = 0,188 \text{ [-]}$$

Pomocí koeficientu e a lineární interpolace jsou určeny koeficienty X,Y z katalogu kuličkových lož. [12], str. 14, tab. 5. Beru v úvahu normální vůli ložiska .

$$X_{11} = 0,56, Y_{11} = 2,129, X_{22} = 0,56, Y_{22} = 2,248, X_{33} = 0,56, Y_{33} = 2,32$$

Trvanlivost ložiska v cyklech

Jelikož je zatížení dáno třemi hladinami, je nutno určit dílčí zatížení pro jednotlivé hladiny.

$$L_{10m} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{10m1}} + \frac{U_2}{L_{10m2}} + \frac{U_3}{L_{10m3}}} = \frac{1}{\frac{0,059}{12530 \cdot 10^6} + \frac{0,132}{26530 \cdot 10^6} + \frac{0,809}{48800 \cdot 10^6}} = 3,811 \cdot 10^{10} \text{ [cykly]} \quad (9.4)$$

Dílčí zatížení

$$L_{10mi} = \left(\frac{C}{P_i} \right)^p \cdot 10^6 \quad (9.5)$$

$$L_{10m1} = \left(\frac{C}{P_1} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{22900}{986} \right)^3 \cdot 10^6 = 12530 \text{ [mil} \cdot \text{ot]}$$

$$L_{10m2} = 26530 \text{ [mil} \cdot \text{ot]}$$

$$L_{10m3} = 48800 \text{ [mil} \cdot \text{ot]}$$

Dílčí úseky při působení dynamického zatížení

$$U_i = \frac{N_i}{\sum_1^n N_n} \quad (9.6)$$

$$U_1 = \frac{N_1}{N_1 + N_2 + N_3} = \frac{44772000}{4472000 + 101010000 + 618618000} = 0,059 \text{ [-]}$$

$$U_2 = 0,132 \text{ [-]}$$

$$U_3 = 0,809 \text{ [-]}$$

Trvanlivost ložiska v hodinách pro 90 [%] pravděpodobnost poruchy

$$L_{10h} = L_{10m} \cdot \frac{1}{60 \cdot n_l} = 3,811 \cdot 10^{10} \cdot \frac{1}{60 \cdot 910} = 6,979 \cdot 10^5 \text{ [hod]} \quad (9.7)$$

Pro výpočet volím 95 [%] pravděpodobnost poruchy které odpovídá součinitel spolehlivosti

$a_1 = 0,62 \dots$ volen dle [12] str. 53, tab. 1, pak:

$$L_{5h} = L_{10h} \cdot a_1 = 6,979 \cdot 10^5 \cdot 0,62 = 4,327 \cdot 10^5 \text{ [hod]} \quad (9.8)$$

Viskosní poměr

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{360}{25} 14,4 \text{ [-]} \dots \text{ pro další výpočty } \kappa = 4 \text{ [-]} \quad (9.9)$$

- požadovaná viskozita při teplotě 55 [°C] $\nu = 360 [mm^2 \cdot s^{-1}]$... volena dle [12] str. 256,
diagram 6

$$d_m = 0,5 \cdot (D + d) = 0,5 \cdot (80 + 50) = 65 [mm] \quad (9.10)$$

$$n_I = 910 [\min^{-1}]$$

$$\nu_1 = 25 [mm^2 \cdot s^{-1}] \quad \dots \text{voleno dle [12], str. 60, diagram 5}$$

Součinitel znečištění $\eta_C = 0,5$... volím pro mírně znečištěné pracovní podmínky dle [12],
str. 62, tab. 4.

Součinitel a_{SKF} pro radiální ložiska s bodovým stykem je určen podle [12], str. 54, diagram 1.

$$a_{SKF} = 50 [-]$$

$$\eta_C \cdot \frac{P_u}{P_1} = 0,5 \cdot \frac{710}{986} = 0,36 \quad (9.11)$$

Modifikovaná životnost dle SKF

$$L_{5h \text{ SKF}} = L_{5h} \cdot a_{SKF} = 4,327 \cdot 10^5 \cdot 50 = 21635000 [hod] \quad (9.12)$$

Tab. 16 Modifikovaná životnost dle SKF daného ložiska v hodinách

	Ložisko							
	A	B	C	D	E	F	G	H
$L_{5h \text{ SKF}}$	21635000	27410	26180	48100	21510	*	*	*

* - ložiska F, G, H jsou stejná jako E a jsou zatížena menším zatížením => životnost vyhovující.

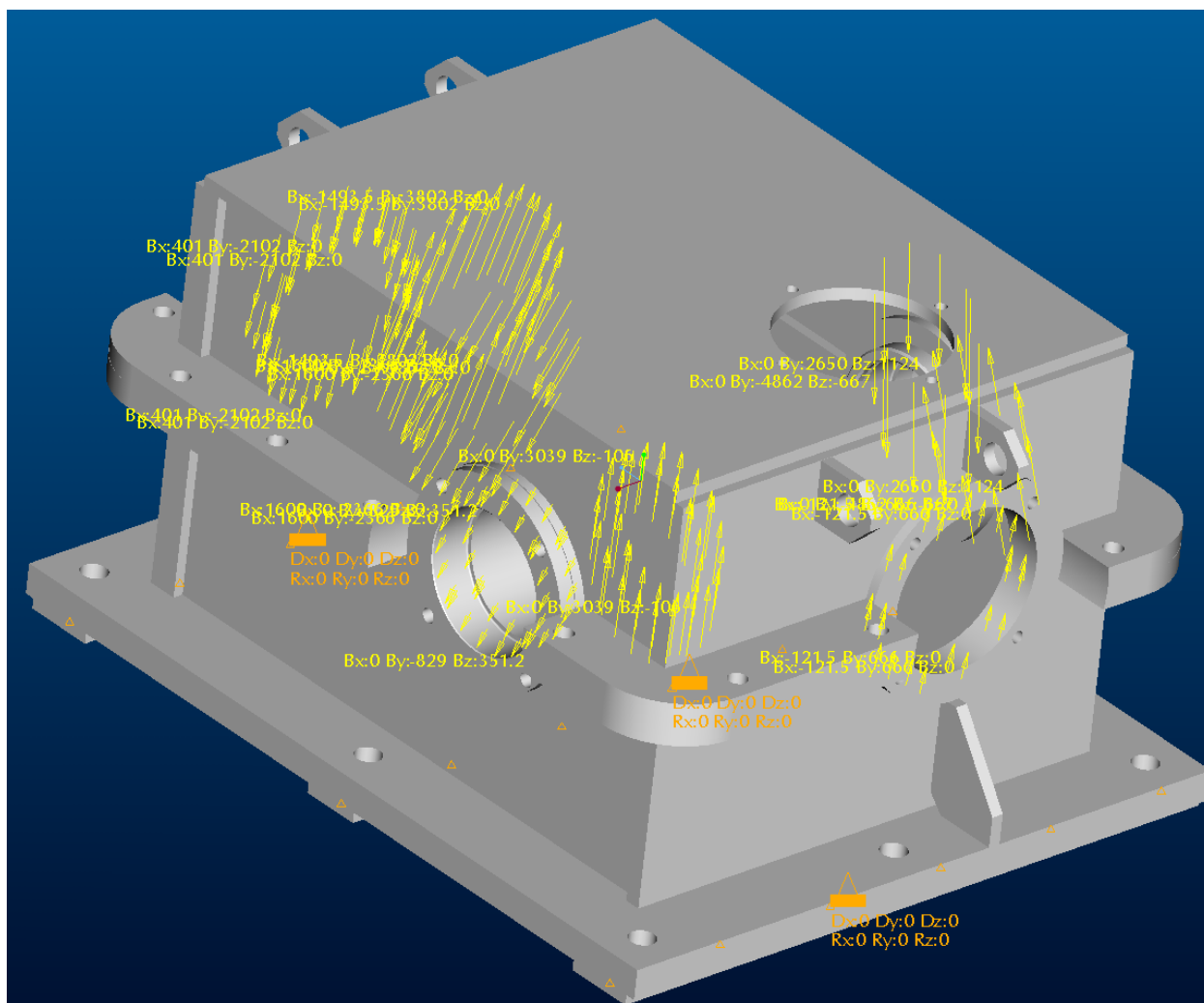
Požadovaná minimální životnost ložisek je 14 000 [hod].

Z tab. 17 je zřejmé, že životnost všech ložisek je dostačující.

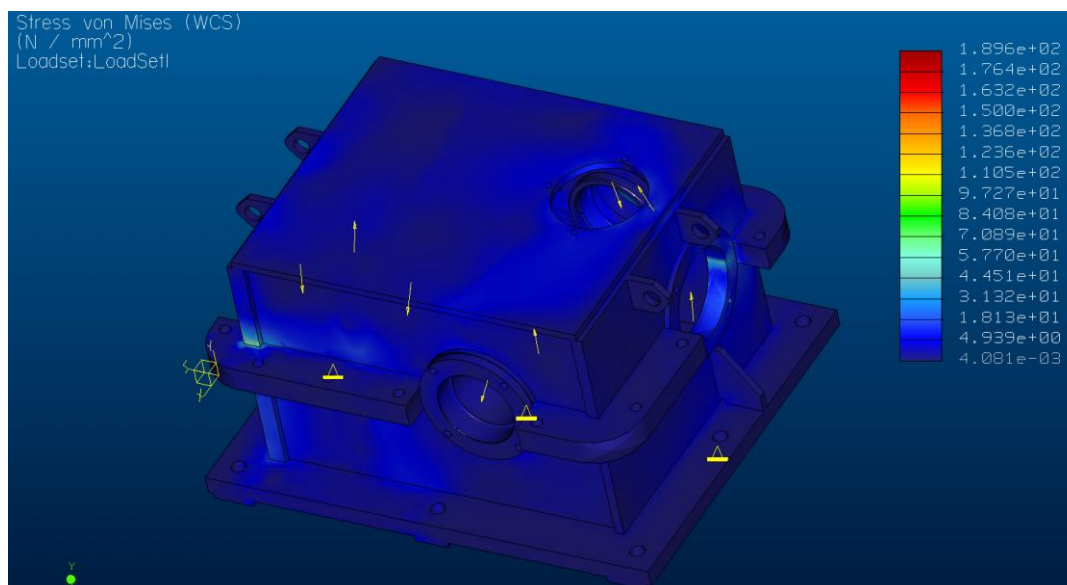
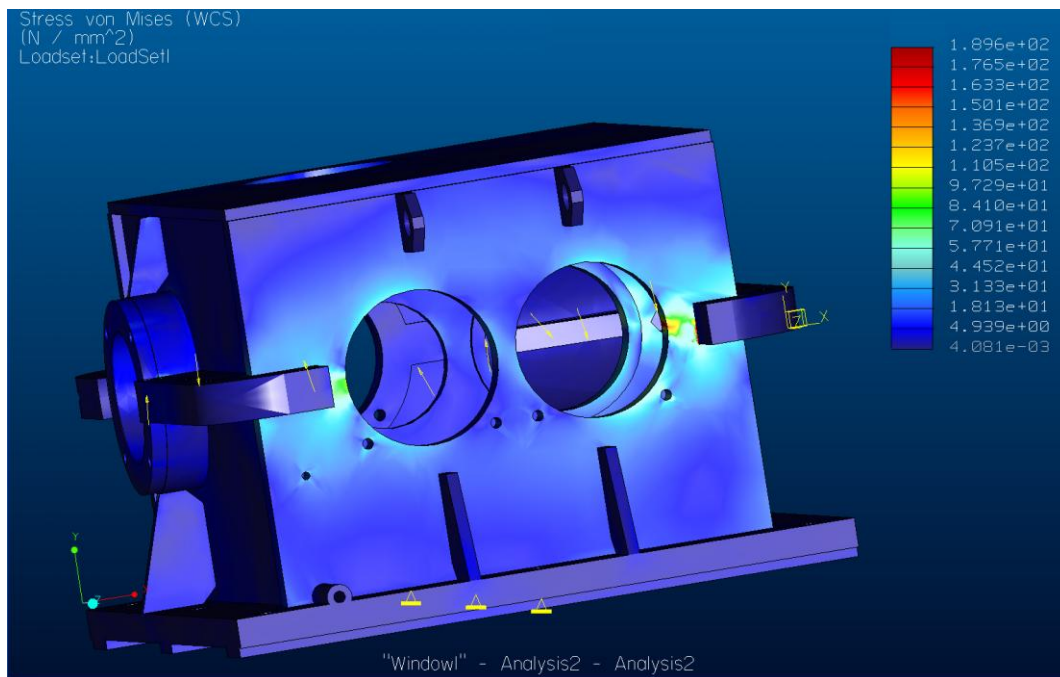
10 PEVNOSTNÍ ANALÝZA SKŘÍNĚ

Kontrolu svařované skříně jsem provedl v programu Pro ENGINEER.

Pro výpočet jsem použil hodnoty zatěžujících sil (reakcí) v rovinách x-z, y-z v první hladině zátěže. Tyto síly byly vypočteny v kapitole 8. Síly byly zadávány pomocí vazby „Bearing load“. 3D model se zadanými okrajovými podmínkami je na obr. 10.1. Výsledné napětí je na obr. 10.2 a vykreslení deformace skříně je na obr. 10.3.



Obr. 10.1 Zadaní okrajových podmínek na skříň rozvodovky

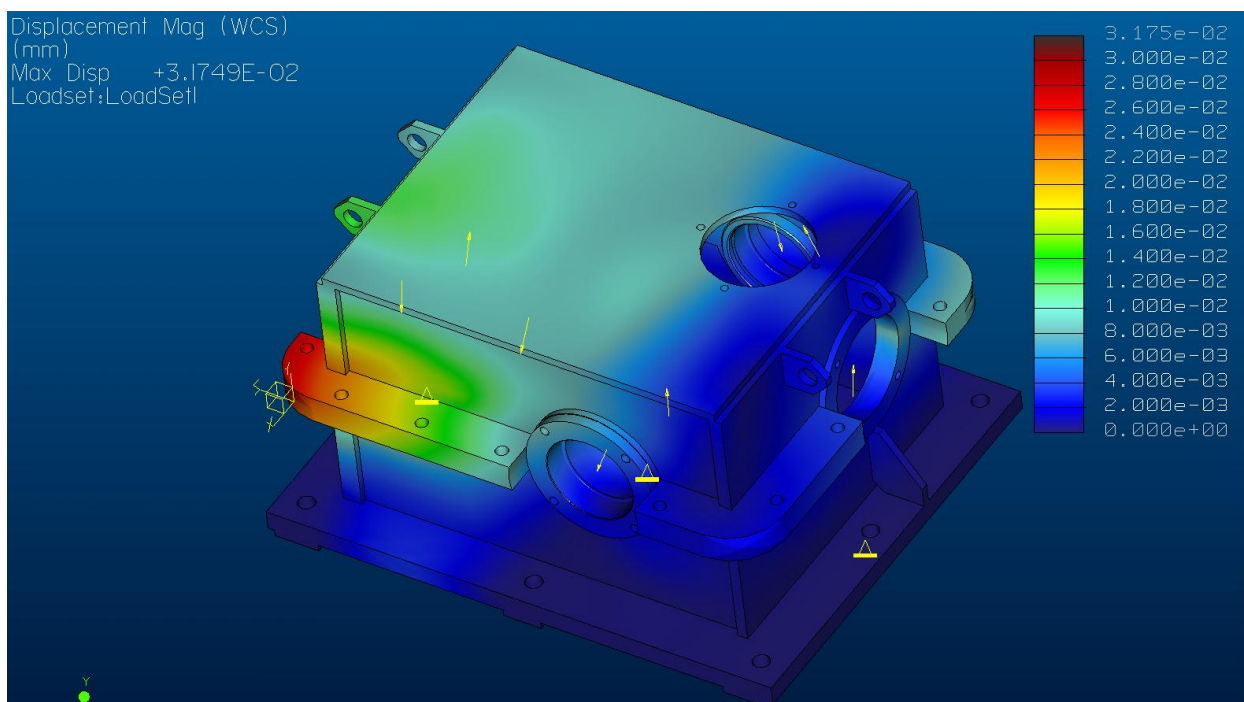
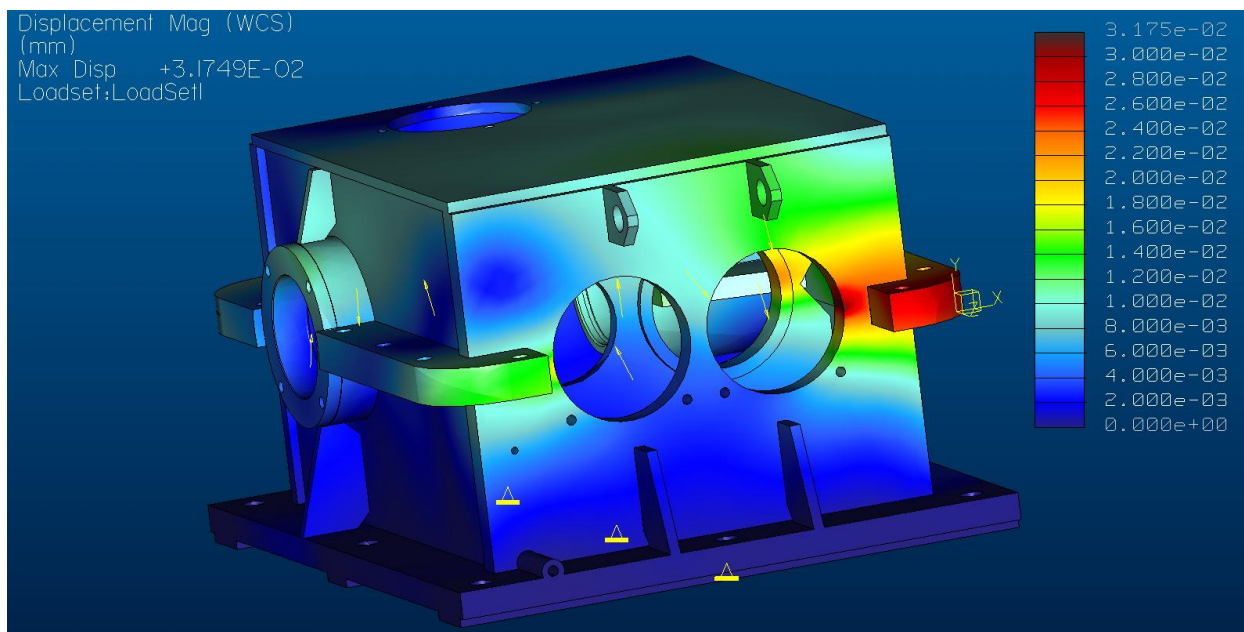


Obr. 10.2 Výsledné napětí skříňe rozvodovky

Jak vyplývá z obr. 10.2, je nejvyšší napětí rovno $\sigma_{\max} = 189,6 \text{ [MPa]}$. Materiál skříňe je 11 523 s mezí kluzu $R_e = 333 \text{ [MPa]}$. Podle vztahu 10.1 je statická bezpečnost skříňe $k = 1,76 \text{ [-]}$.

Statická bezpečnost skříňe je dostačující.

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{\max}} = \frac{333}{189,6} = 1,76 \text{ [-]} \quad (10.1)$$



Obr. 10.3 Vykreslení deformace

Při výpočtu jsem nebral v úvahu svarové spoje, které by mohly vyvolat špičku napětí v místě kde ve skutečnosti není. Hlavní cíl pevnostní analýzy skříně je, zda bude celková tuhost dostačující.

Z obr. 10.3 je zřejmé, že maximální deformace skříně je 0,03175 [mm]. Z toho vyplývá, že tuhost skříně je dostačující.

11 ZÁVĚR

Tato práce se zabývá návrhem třisměrové rozvodovky s ozubenými koly. V počátku práce jsem se zaměřil na průzkum trhu, abych mohl následně zvolit nejlepší variantu pro konstrukční řešení. To je realizováno pomocí svařované skříně, kuželového soukolí s přímými zuby, čelního soukolí se šikmými zuby.

Před začátkem výpočtů bylo zapotřebí určit ze zadání a volených veličin (účinnosti a počty zubů na daném kole) hodnoty, se kterými jsou navrhovány všechny dílčí části rozvodovky. Celková účinnost rozvodovky je $\eta_c = 0,9088$ [–]. Tolerance převodových poměrů jsou vyhovující, pro čelní soukolí je tolerance $\Delta u_{12} = 0,529$ [%] a pro kuželové soukolí $\Delta u_{13,4} = 0,207$ [%].

Prvním návrhem je navrženo kuželového a čelního soukolí. Ten vychází ze zadaného tříhladinového spektra zátěže. Pomocí obvodových sil v dané hladině a relativní četnosti, byla určena ekvivalentní zatěžující síla a následně maximální napětí. Minimální bezpečnost pro ohyb vyšla $s_{F1} = 1,475$ [–] a pro dotyk $s_{H5} = 1,152$ [–], to je plně vyhovuje dle normy ČSN 01 4686, pro Wöhlerovou křivku určenou s 50 [%] pravděpodobnosti poruchy. Obě soukolí jsou navržena s vyrovnanými měrnými skluzy. Pro soukolí 4-5 je navržena normalizovaná osová vzdálenost $a_w = 90$ [mm] a celočíselný součinitel trvání záběru krokem $\varepsilon_\beta = 3,02$ [–], díky němuž jsou sníženy vibrace a následný hluk rozvodovky.

Další část se zaměřuje na silový rozbor v rozvodovce, kde jsou určeny všechny potřebné síly a ohybové momenty pro návrh hřídelů. Návrh každého hřídele vychází z určení minimálního průměru hřídele a minimální délky drážky pro pero. Díky tomu lze navrhnout rozměry hřídele. Pak jsou určeny reakce a následně statická bezpečnost, kontrola ohybových a torzních deformací hřídele a na závěr je určena dynamická bezpečnost v kontrolovaných místech. Minimální hodnota statické bezpečnosti je $k_s = 3,2$ [–] a dynamické $k = 2,86$ [–], což je vyhovující. Při návrhu byla zanedbána hmotnost ozubených kol a samotných hřídelů. Všechny hřídele bezproblému vyhověly kontrole torzní a ohybové deformace hřídele

Návrh ložisek jsem provedl dle modifikovaného výpočtu životnosti dle SKF. Minimální životnost ložiska je 21 510 hodin. Požadovaná je 14 000 hodin. Tím lze konstatovat, že je životnost je dostačující.

Na závěr byla provedena pevnostní kontrola skříně, kde bylo zjištěno max. napětí 189,6 [MPa] a maximální deformace skříně 0,0317 [mm]. Vzhledem ke zvolenému materiálu je napětí

vyhovující. Co se týče deformace, tak je vyhovující a k ovlivnění záběrových vlastností ozubených soukolí, by nemělo dojít.

Rozvodovka je dokumentována v přílohách jako sestavný výkres, dílenský výkres spodku skříně a výrobní výkres čelního ozubeného kola.

Závěrem lze říci, že všechny cíle práce byly splněny.

12 POUŽITÉ ZDROJE

Knihy

- [1] MORAVEC, V., *Konstrukce strojů a zařízení II: čelní ozubená kola*. Ostrava 2001
- [2] Poznámky a materiály z přednášek: *Části a mechanismy strojů I., II., III.*
- [3] KRÍŽ, R., VÁVRA, P., *Strojírenská příručka 6. svazek: části strojů a převody – 2. část*. Praha 1995, ISBN 80 – 85827 – 88 – 3
- [4] MORAVEC, V., HAVLÍK, J., *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava 2005, ISBN 80 – 248 – 0878 – 1
- [5] MORAVEC, V., *Výpočet technického života strojních součástí*.
- [6] MORAVEC, V., PIŠTÁČEK, D., *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Ostrava 2007, ISBN 987 – 80 – 248 – 0980 – 9
- [7] KRÍŽ, R., VÁVRA, P., *Strojírenská příručka 5. svazek: části strojů a převody – 1. část*. Praha 1995, ISBN 80 – 85827 – 88 – 3
- [8] MORAVEC, V. : *Mechanické a hydraulické převody: Mechanické převody*. VŠB-TU Ostrava 2000, 1. vydání, ISBN 80 – 7078 – 807 – 0
- [9] DRASTÍK, F., a kolektiv. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu: druhé doplněné vydání*. Ostrava: Montanex, 1999, ISBN 80-85780-95-X
- [10] www.347.vsb.cz/staff/folta/menu.htm
- [11] KALÁB, K., *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části pohonů a strojů*, VŠB-TU Ostrava 2008, ISBN 978 – 80 – 248 – 1860 – 3
- [12] SKF, *Hlavní katalog roku 2006*
- [13] BOHÁČEK, F., *Části a Mechanismy strojů II: Hřídele, tribologie, ložiska*, VUT Brno 1983, ISBN 55 – 565 – 83
- [14] KALÁB, K., *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části spojovací*, VŠB-TU Ostrava 2007, ISBN 978 – 80 – 248 – 1290 – 8
- [15] ČSN 01 4686 – *Návrh a pevnostní kontrola ozubených kol*

Internetové odkazy

www.maziva-pm.cz/index.php?pg=product&id=350&col=5&par=21

www.Pfaff-silberblau.de

WWW.UNIMEC.EU

www.opis.cz

Programy

- [1] NĚNČEK, M., Návrhový výpočet modulu dle ČSN 01 4686
- [2] NĚNČEK, M., Kontrola geometrie ozubených kol ČSN 01 4686
- [3] NĚNČEK, M., Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol dle ČSN 01 4686
- [4] NĚMČEK, M., MIKEŠ, I., Hřídel
- [5] [Mathcad 2000 Profesional]
- [6] Pro ENGINEER

13 SEZNAM PŘÍLOH

P1 - Návrh min. průměru hřídele a min. délky drážky pro pero

P2 – Určení statické a dynamické bezpečnosti

P3 – Kontrola torzní deformace jednotlivých hřídelů

P4 – Kontrola dynamické únosnosti ložiska

Sestavný výkres rozvodovky

Výrobní výkres ozubeného kola

Dílenský výkres spodku rozvodové skříně

CD - Hřídel – výsledky z programu [4]

- Návrh ozubení – výsledky z programu [1] – [3]

- Kompletní diplomová práce v elektronické